

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ -
TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Optimalizace a pevnostní kontrola uložení stěrače
kolejového vozidla**

**Optimization and a Strength Calculation of a Mount
for Rail Vehicle Windshield Wiper**

Autor: Tomáš Muta

Vedoucí diplomové práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Muta**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Optimalizace a pevnostní kontrola uložení stěrače kolejového vozidla**
Optimization and a Strength Calculation of a Mount for Rail Vehicle
Windshield Wiper

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte pevnostní optimalizaci a z toho plynoucí konstrukční úpravy rámu sestavy stěrače. Tento stěrač bude použit v tramvaji MHD. Celek bude uchycen k rámu tramvaje 6 šrouby. Vlastní optimalizaci (pevnostní výpočty) proveďte pro zatížení ve všech osách plynoucího ze zrychlení $\pm 2g$. Proveďte rovněž kontrolu dalších kritických částí celku stěrače.

Parametry :

- hmotnost sestavy před optimalizací - 26 [kg]
- hmotnost sestavy po optimalizaci - cca 22 [kg].

Vycházejte ze stávající dokumentace. Nakreslete sestavu zařízení a zadané výrobní výkresy.

Seznam doporučené odborné literatury:

Bolek A., Kochman J.: *Části strojů 1,2*. Praha, SNTL 1989

Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací [záznam a]*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.

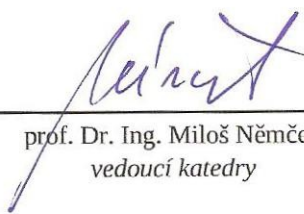
NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

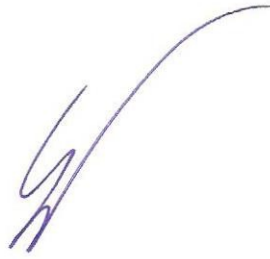
Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen "VŠB-TUO") má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
Podpis

Jméno a příjmení autora Práce:
Adresa trvalého pobytu autora práce:

Tomáš Muta
J. čapka 3093, Frýdek Místek 738 01

Anotace

MUTA, T. *Optimalizace a pevnostní kontrola uložení stěrače kolejového vozidla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Němček, M.

V předložené diplomové práci je provedena hmotnostní optimalizace uložení stěrače kolejového vozidla. Jako první v práci uvádím stručný přehled používaných stíracích mechanismů. Dále vlastní konstrukční úpravy rámu s cílem snížení její hmotnosti a pevnostní kontrolu kritických částí mechanismu. V závěru práce uvádím přehled dosažených výsledků.

Klíčová slova: stěrač, stírací mechanismus, hmotnostní optimalizace

Annotation

MUTA, T. *Optimization and a Strength Calculation of a Mount for Rail Vehicle Windshield Wiper: master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017. Thesis head: prof. Dr. Ing. Němček, M.

Weight optimization of the mount for rail vehicle windshield wiper is processed in the present master thesis. At first in the thesis I present brief overview of the most common wiper mechanisms. The following there are frame construction modification with safe weight goal and strength calculation of the critical parts. In conclusion of thesis there are overview of the achievements.

Keywords: wiper, wiper mechanism, weight optimization

Obsah

1	Úvod.....	6
1.1	Cíle diplomové práce	7
2	Stírací systémy.....	8
2.1	Běžné stírací systémy	8
2.2	Alternativní způsoby stírání	10
2.2.1	<i>Clear view screen</i>	10
2.2.2	<i>Čištění za pomoci stlačeného vzduchu</i>	10
2.3	Stírací mechanismy	11
2.3.1	<i>Stírací mechanismy v kolejové dopravě</i>	11
2.3.2	<i>Stírací mechanismy v silniční dopravě</i>	12
3	Uložení stěrače tramvaje Avenio T2.....	14
3.1	Výpočet provozního zatížení rámu.....	15
3.1.1	<i>Stanovení zatížení rámu pro pevnostní analýzu</i>	16
3.2	Pevnostní kontrola rámu.....	22
4	Hmotnostní optimalizace rámu	25
4.1	Varianta 1.....	25
4.2	Varianta 2.....	26
4.3	Zhodnocení variant	28
4.3.1	<i>Varianta 1 - zhodnocení</i>	28
4.3.2	<i>Varianta 2 - zhodnocení</i>	28
4.4	Pevnostní kontrola na 2g přetížení	29
5	Kontrola šroubového spoje.....	31
5.1	Pevnostní kontrola.....	32
5.1.1	<i>Výpočet tuhostí šroubu a přírub</i>	33
5.1.2	<i>Výpočet sil působících na šroub</i>	35
5.1.3	<i>Výpočet statické bezpečnosti</i>	37
6	Pevnostní kontrola kritických částí stíracího mechanismu	39
6.1	Hřídel ramena stěrače	39
6.1.1	<i>Výpočet reakcí</i>	40
6.1.2	<i>Výpočet ohybového a krouticího momentu</i>	42
6.1.3	<i>Výpočet statické bezpečnosti</i>	44
6.1.4	<i>Výpočet dynamické bezpečnosti</i>	46
6.1.5	<i>Přehled statických a dynamických bezpečností</i>	48
6.2	Čep ojnice klikového mechanismu	48
6.2.1	<i>Výpočet průběhu ohybového momentu</i>	49
6.2.2	<i>Výpočet statické bezpečnosti</i>	50
6.2.3	<i>Výpočet dynamické bezpečnosti</i>	51
7	Závěr	53
8	Seznam použité literatury.....	54

Poděkování

Mé poděkování směřuji vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčekomu. Dále pak vedoucímu diplomové práce z firmy Siemens Ing. Petrovi Drastikovi, své rodině a všem, kteří mě ve studiu na vysoké škole podporovali.

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
a	délka strany čtverce	[mm]
c_{pr}	tuhost příruby	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
c_s	tuhost šroubu	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
d_d	průměr díry pro šroub	[mm]
d_f	fiktivní průměr	[mm]
d_{red}	redukovaný průměr	[mm]
d_s	střední průměr stykové plochy matice a podložky	[mm]
d_2	střední průměr závitu šroubu	[mm]
d_3	nejmenší průměr závitu šroubu	[mm]
f_{b-s}	součinitel tření břít stěrače - sklo	[-]
f_z	součinitel tření závitu	[-]
f_{z1}	součinitel tření mezi maticí a podložkou	[-]
h	výška hlavy šroubu	[mm]
k	výška matice	[mm]
k_d	koeficient dynamické bezpečnosti	[-]
k_s	koeficient statické bezpečnosti	[-]
l_k	délka kliky	[mm]
l_p	délka páky	[mm]
l_{p1}, l_{p2}	výška podložky	[mm]
l_{pr}	délka příruby	[mm]
l_w	vzdálenost odporové síly F_k	[mm]
s_k	otvor v klíči pro matici	[mm]
E_{pr}	modul pružnosti v tahu příruby	[MPa]
E_s	modul pružnosti v tahu šroubu	[MPa]
$F_{Ax}, F_{Bx}, F_{Ay}, F_{By}$	Reakce	[N]

F_N	přítlačná síla břitu stěrače	[N]
F_T	třecí síla	[N]
F_k	osová síla ojnice	[N]
F_o	osová síla šroubu	[N]
F_{pr}	síla v přírubě	[N]
F_w	odporová síla břitu stěrače	[N]
F_{ws}	skutečná odporová síla břitu stěrače	[N]
F_{p_n}	rovnoběžná provozní síla	[N]
F_i	kolmá provozní síla	[N]
M_M	moment pod maticí	N·mm
M_{Mmax}	maximální krouticí moment motoru	N·mm
M_k	krouticí moment	N·mm
M_o	ohybový moment	N·mm
M_u	utahovací moment	N·mm
M_z	třecí moment v závitu	N·mm
N	normálová složka třecí vazby	[N]
P	stoupání závitu	[mm]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	napětí pevnosti	[MPa]
S_{ct}	plocha čtvercového průřezu	[mm ²]
S_{kr}	plocha kruhového průřezu	[mm ²]
S_{pr}	redukovaný deformovaný průřez	[mm ²]
α	úhel profilu metrického závitu	[°]
α_p	poloha páky	[°]
α_1	součinitel koncentrace napětí	[mm]
β	poloha kliky	[°]
β_1	vrubový součinitel	[-]
σ_c^*	mez únavy v ohybu skutečné součástí	[MPa]

τ_c^*	mez únavy v krutu skutečné součásti	[MPa]
ΔF_{pr}	přírůstek síly v přírubě	[N]
ΔF_s	přírůstek síly ve šroubu	[N]
ε_v	součinitel velikosti součásti	[-]
η_p	součinitel kvality povrchu součásti	[-]
ρ_1	poloměr vrubu	[mm]
σ_{co}	základní mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ_{ck}	základní mez únavy v krutu	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta	[-]

1 Úvod

Zpočátku člověk k přenášení břemene využíval vlastní sílu a na jeho tělo působila celá tíha břemene. Později se člověk naučil břemena smýkat a místo vlastní síly začal využívat síly zvířecí. Velkým přínosem byl objev kola, kdy smykové tření bylo nahrazeno třením valivým a čepovým. Významné snížení valivého odporu přinesla železnice, založená na valení ocelového kola po ocelové kolejnici. Postupem času byla kolejová doprava zdokonalována. Zvířecí spřežení nahradily parní stroje, které byly vystřídány elektrickými a motorovými lokomotivami. V současnosti je kolejová doprava významná jak v dopravě nákladní, tak osobní. Zejména moderní kolejová doprava, určená pro přepravu cestujících, podléhá náročným požadavkům na vývoj, který musí brát ohled na nadčasovost řešení z důvodu životnosti kolejového vozidla, která je 30-40 let.

Cílem každé vývojové strategie je dosáhnout takového výsledku, který zajistí optimální poměr mezi cenou a kvalitou výrobku. Kvalita, z pohledu zákazníka v moderní kolejové dopravě, je chápána především jako bezpečnost a komfort během přepravy. Úkolem konstruktéra je však navrhnout takový dopravní prostředek, který splňuje tyto požadavky při co možná nejnižších nákladech. Jedním ze způsobů jak dosáhnout nižších nákladů je snížení hmotnosti vozidla.

Snižováním hmotnosti vozidla se snižuje také energie, potřebná k jeho rozjezdu. Nižší hmotnost znamená také nižší kinetickou energii vozidla, což umožňuje použití menších, lehčích brzdových systémů. Jak je tedy vidět, tak snižování hmotnosti vozidla má vliv na řadu aspektů, které dále ovlivňují jednotlivé konstrukční skupiny. I když se to na první pohled nemusí zdát, tak hmotnost hrubé stavby kolejové soupravy tvoří přibližně 30 % celkové hmotnosti a zbytek je tvořen vnějším a vnitřním vybavením vozidla jako klimatizační jednotky, sedadla nebo dveřní systémy. Z toho plyne, že největší úspory hmotnosti lze dosáhnout při vhodné konstrukční úpravě tohoto vybavení. Úkolem však není snižování hmotnosti za každou cenu. Stále musí být zajištěna bezpečnost cestujících a to i v případě možné havárie, kdy špatná konstrukce může způsobit poranění odletujícím vybavením vozidla.

1.1 Cíle diplomové práce

V této diplomové práci se budu zabývat hmotnostní optimalizací uložení stěrače kolejového vozidla. Konkrétně se jedná o tramvaj řady Avenio T2, která je určená pro Mnichovskou linku.

Cíle:

- optimalizace tvaru pro snížení hmotnosti z 26 kg na cca 22 kg
- pevnostní kontrola kritických částí
- pevnostní kontrola šroubového upevnění rámu k hrubé stavbě vozidla

2 Stírací systémy

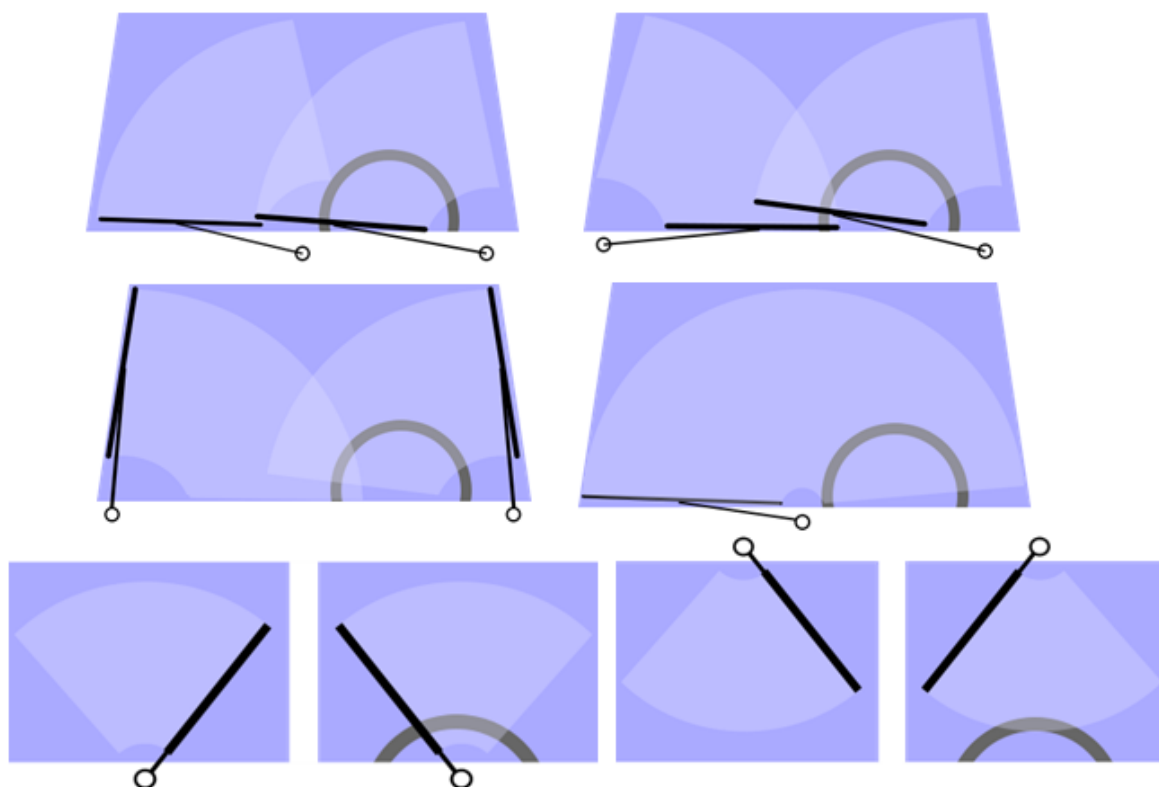
Hlavním úkolem stíracího systému je zajistit vhodný stav čelního skla vozidla, aby poskytovalo dobrou viditelnost za všech okolností, které mohou za provozu nastat. Musí tedy být navržen tak, aby byl schopný efektivně odstraňovat nečistoty, vodu a sníh během nepříznivého počasí.

Pro plnění těchto funkcí musí navržený systém zajistit kyvný pohyb stíracích břitů, které musí být přitlačovány na plochu stíraného okna dostatečně velkou silou, aby bylo docíleno dokonalého přilnutí břitu ke stírané ploše. Především u moderních kolejových vozidel, kde tvar předních oken často bývá zakřiven ve všech osách, tak břit musí být schopný se tomuto tvaru přizpůsobit. Při použití dvou a více stěračů se částečně mohou překrývat jejich pracovní plochy a proto jejich pohyb musí být nastaven tak, aby nedocházelo ke vzájemným kolizím. Velikost stírané plochy musí být dostatečně velká, aby byl zajištěn co možná největší výhled strojvedoucího. Minimální plocha výhledu závisí na stavbě kabiny strojvedoucího a její velikost se stanovuje dle normy UIC 651.

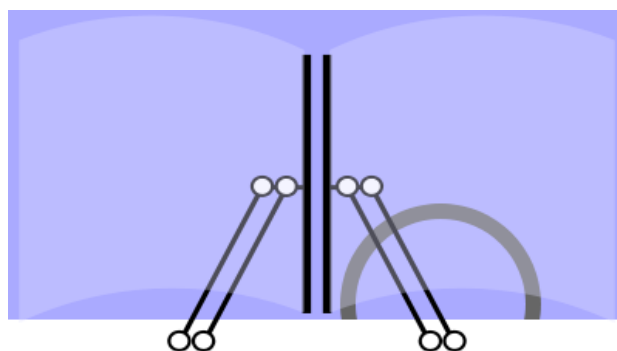
2.1 Běžné stírací systémy

V praxi se můžeme setkat se dvěma provedeními stěračů. První typ je charakterizován tím, že břit stěrače se pohybuje zároveň s ramenem a to tak, že jejich vzájemná poloha je stále rovnoběžná. Takové provedení se používá téměř u všech automobilů, ale můžeme se s ním setkat také u kolejových vozidel. Dalším provedením je stěrač, jehož poloha břitů je svislá a kyvné rameno jím pohybuje téměř vodorovným směrem. Takový typ se nazývá pantograf. Hlavní rozdíl těchto dvou provedení je především ve tvaru pracovní plochy. U pantografu je stírací břit uchycen dvěma otočnými rameny, proti jednomu ramenu prvního typu.

Počet a uspořádání stěračů se volí v závislosti na konstrukci čelního skla vozidla. U kolejových vozidel bude mít na volbu největší vliv druh kolejového vozidla, pro které je stírací zařízení určeno. U tramvají se nejvíce používají pantografy. Nejčastěji používané uspořádání a tvary pracovní geometrie jsou znázorněné na obr. 2.1 a 2.2.



Obr. 2.1 - Nejčastější uspořádání a pracovní geometrie stěračů [17]



Obr. 2.2 - Pantograf [17]

Každý stírací systém se skládá z převodového mechanismu, který zajišťuje kyvný otáčivý pohyb ramen. Ramena jsou vybavena stíracím břitem s pryžovým obložením a přitlačnými pružinami, pomocí kterých jsou přitlačovány na stíranou plochu. Pohon mechanismu je nejčastěji realizován elektrickým motorem. U vlaků, které jsou většinou vybaveny rozvody stlačeného vzduchu, je možnost použití pohonu pneumatického. Elektromotory se používají v kombinaci se šnekovou převodovkou a v provedeních 12 nebo 24 V. Hnací moment motoru se pohybuje v rozsahu $15 - 120 \text{ N} \cdot \text{m}$ a jeho volbu ovlivňuje typ vozidla, pro které je navrhován.

2.2 Alternativní způsoby stírání

Kromě standardních systému, které využívají ke stírání vody a nečistot kývavého pohybu břitů s pryžovým obložením, existují další způsoby jak zajistit dobrý výhled řidiče vozidla.

2.2.1 Clear view screen

Jedná se o kruhové dvouvrstvé "okno", které je uloženo v místě, kde je zapotřebí zajistit výhled. Vnější strana kruhové okna se otáčí vysokými otáčkami (cca 1500 ot/min) a odstředivou silou tak dochází k odstraňování vody, popřípadě sněhu. Zařízení bývá často vybaveno vyhříváním, aby nedocházelo k zamrzání nebo kondenzování vody. Clear view screen má největší využití u lodní dopravy. Nicméně své využití našel také u kolejových vozidel, především u lokomotiv.



Obr. 2.3 - Clear view screen [16]

2.2.2 Čištění za pomoci stlačeného vzduchu

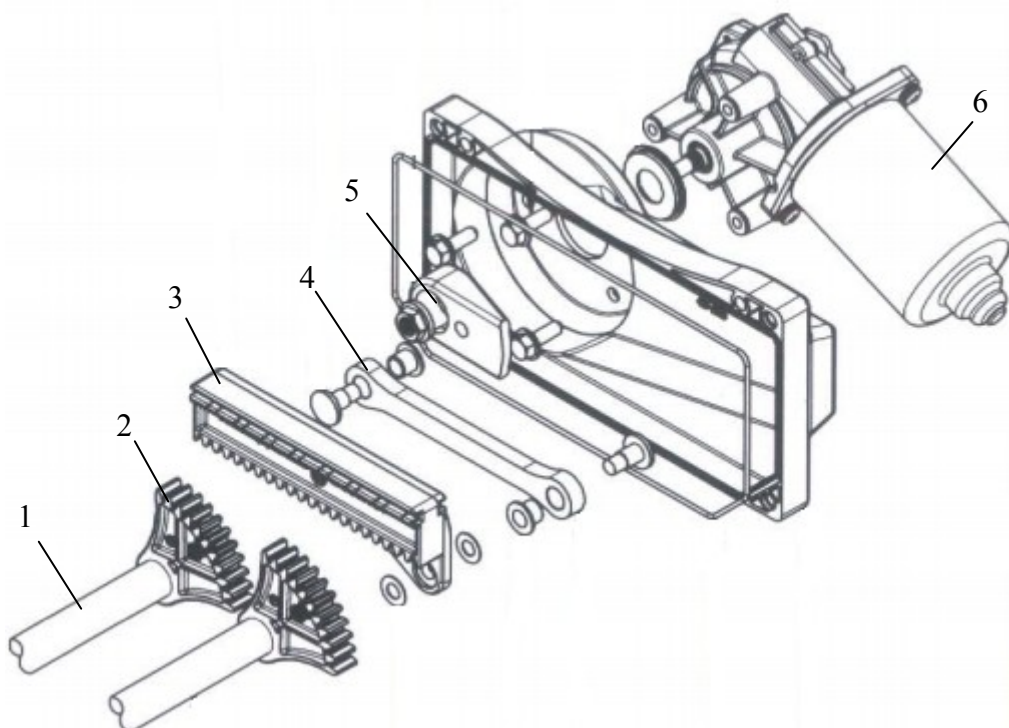
Takovýto způsob zajišťování výhledu se využívá v letecké dopravě nebo u vysokorychlostních jednotek kolejové dopravy, kde se k čištění skla využívá stlačeného vzduchu přiváděného na čelní sklo. Účinnost čištění skla lze navýšit vhodnou povrchovou úpravou pracovní plochy ke snížení její přilnavosti.

2.3 Stírací mechanismy

K realizaci potřebného kyvného pohybu stěrače se nejčastěji využívá klikového mechanismu. Obecně se dají tyto mechanismy rozdělit na dvě skupiny. A sice na mechanismy určené pro menší dopravní prostředky, jako jsou osobní automobily, nebo pro větší dopravní prostředky, například kolejovou dopravu. Pracovní úhel stěračů je dán převodem tohoto mechanismu.

2.3.1 Stírací mechanismy v kolejové dopravě

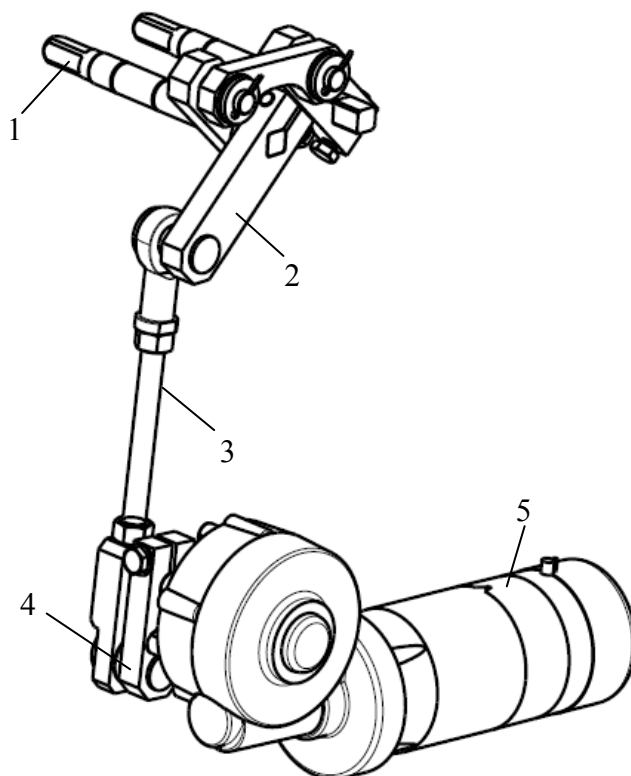
Od mechanismů používaných u menších dopravních prostředků se na první pohled liší především svou robustností. A to z důvodu přenášení větších sil, potřebných k uvedení ramen stěrače do pohybu. Klikový mechanismus se provádí ve dvou provedeních. První provedení se skládá z klikového mechanismus s hřebenovým převodem a druhé provedení z klikového mechanismu s pákovým převodem.



Obr. 2.4 - Klikový mechanismus, provedení s ozubeným hřebenem [8]

(1-čep stěrače, 2-ozubený segment, 3-ozubený hřeben, 4-ojnice, 5-klika, 6-pohon)

Pro otočné uložení kliky a ostatních částí se běžně využívá samomazných kluzných pouzder. Mechanismus na obrázku 2.4 je patentován společností "AM Equipment".

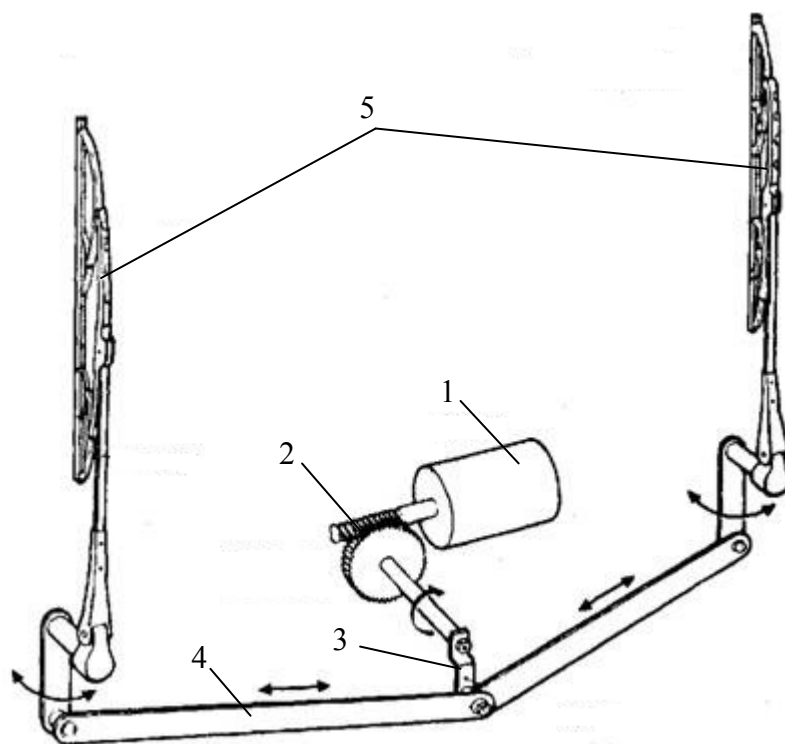


*Obr. 2.5 - Klikový mechanismus, provedení s pákovým převodem
(1-čep stěrače, 2-pákový převod, 3-ojnice 4-klika, 5-pohon)*

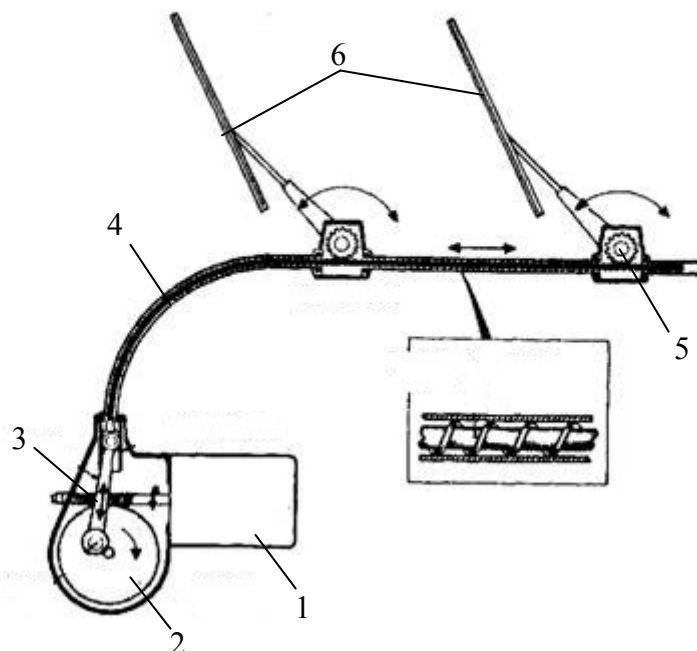
Provedení s pákovým převodem je použito u stíracího systému tramvaje Avenio T2.

2.3.2 Stírací mechanismy v silniční dopravě

Podobně jako u kolejové dopravy se i zde používá dvou provedení klikového mechanismu. První provedení se skládá z klikového mechanismu a táhel. Druhé provedení z klikového mechanismu a ozubeného převodu, který místo hřebene využívá hřebenové flexibilní tyče.



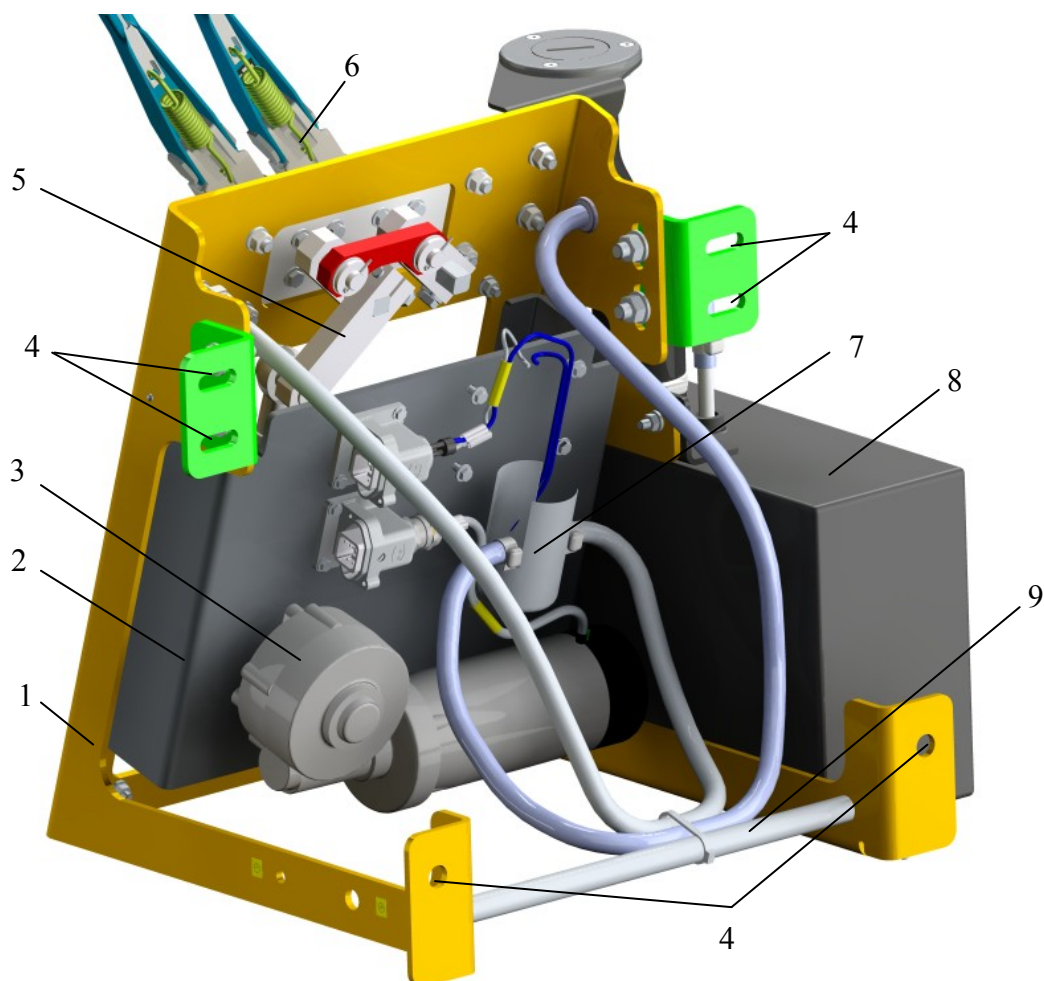
Obr. 2.6 - Klikový mechanismus, vahadlové provedení [12]
(1-pohon, 2-šnekový převod, 3-klika, 4-táhlo, 5-stěrač)



Obr. 2.7 - Klikový mechanismus, provedení s flexibilní "hřebenovou tyčí" [12]
(1-pohon, 2-šnekový převod, 3-klikový mechanismus, 4-šroubovitá flexibilní tyč, 5-ozubené kolo, 6-stěrač)

3 Uložení stěrače tramvaje Avenio T2

Uložení stíracího systému je realizováno v rámu, který je vyroben z plechu tloušťky 5 mm z oceli S355. Rám se skládá ze dvou částí. Z hlavní nosné konstrukce, ke které jsou připevněny ramena stěrače a ze strany nerezová nádrž ostřikovače předního okna o objemu 7 l. Druhou částí je konzola, na které je umístěn pohon a ostatní příslušenství celého systému. Celá konstrukce je ukotvena k hrubé stavbě vozidla pomocí šesti nerezových šroubů (4x M10, 2x M12) třídy A4-70.



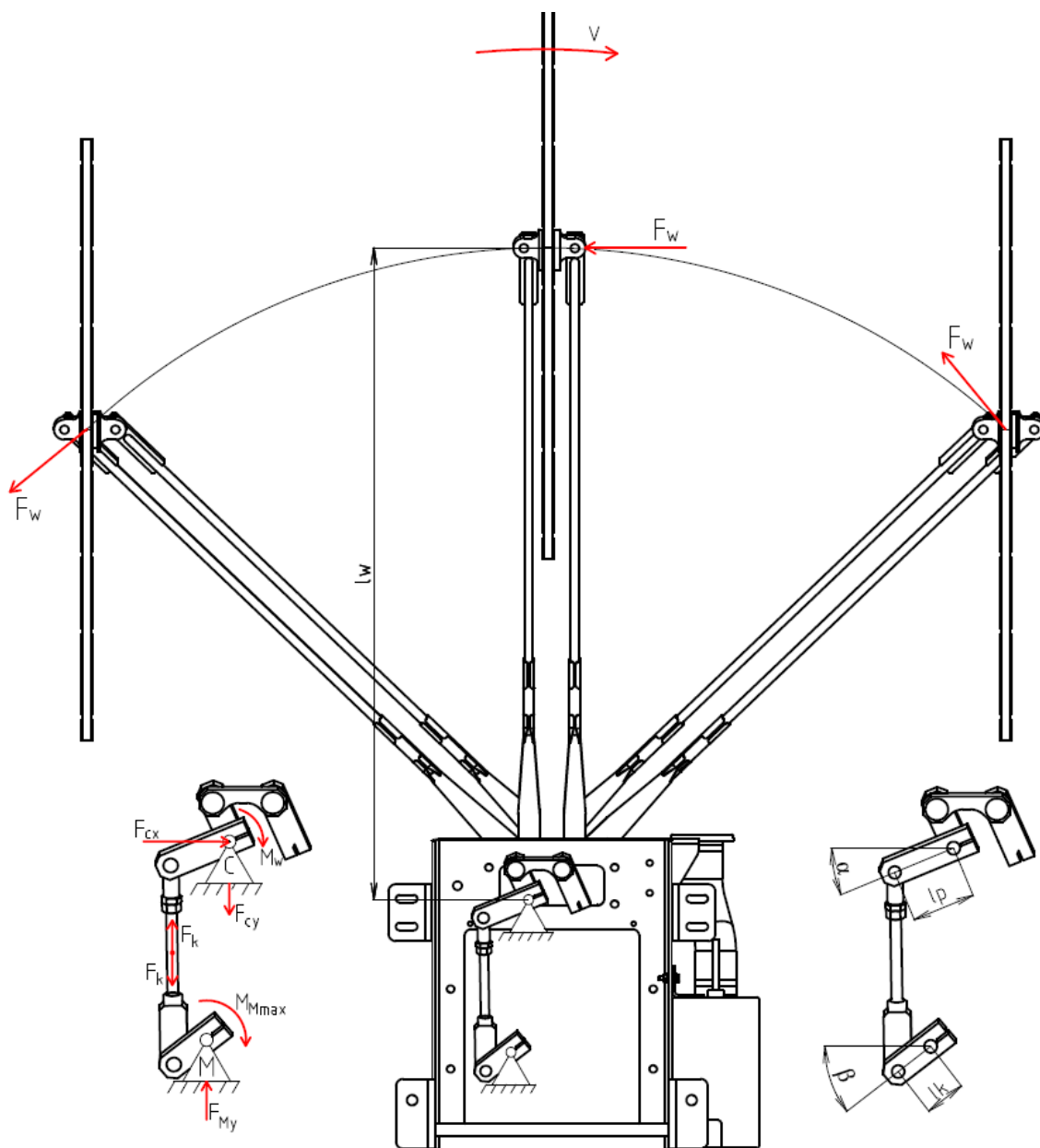
Obr. 3.1 - Rám stěrače tramvaje Avenio T2

(1-rám stěrače, 2-konzola, 3-pohon, 4-kotvení k hrubé stavbě, 5-mechanismus stěrače, 6- stěrač, 7-čerpadlo, 8-nádrž, 9-výztuha)

3.1 Výpočet provozního zatížení rámu

Zatížení rámu, který je předmětem hmotnostní optimalizace, vzniká především odporovou třecí silou mezi břítem stěrače a čelním oknem tramvaje. Jako další bude na konzole působit hnací moment motoru, který bude skrze šroubový spoj přenášen na hlavní rám stíracího systému.

V poslední řadě se započtou silové účinky zapříčiněné vlastní tíhou. Jedná se především o vlastní tíhu motoru a nádrže naplněné 7 l kapaliny.



Obr. 3.2 - Rozbor zatížení

3.1.1 Stanovení zatížení rámu pro pevnostní analýzu

V průběhu pracovního cyklu se silové účinky působící na rám mění společně s polohou břitu a směrem jeho pohybu. Proto je zapotřebí zjistit ve které poloze budou největší. Pro výpočet je použit maximální hnací moment motoru. Pro tuto hodnotu momentu jsem vypočítal maximální možnou tečnou odporovou sílu F_w , která může mezi břítem stěrače a čelním oknem tramvaje nastat a motor je přitom ještě schopen uvést břit do pohybu.

Odporová tečná síla F_w je v podstatě po celou dobu konstantní. Mění se pouze směr v závislosti na poloze břitu stěrače a směru jeho pohybu. Z toho vyplývá, že také odporový moment M_w , který působí na hřídel uložení ramen stěrače, bude konstantní a jeho velikost bude rovná součinu tečné síly F_w a délky ramene stěrače l_w .

Použitý pohon se šnekovou převodovkou je PARVALUX PM50, který má tyto parametry:

Tab. 3.1 - Parametry pohonu PARVALUX PM50

Hnací moment M_{max}	Výstupní otáčky n_m	Napětí U	Převodový poměr i
[N·m]	[ot/min]	[V]	[-]
15	25	24	60^{-1}

Výpočet síly F_k

$$\sum M_i = 0; M_{Mmax} - F_k \cdot l_k \cdot \cos \beta = 0 \quad (3.1)$$

$$F_k = \frac{M_{max}}{l_k \cdot \cos \beta} = \frac{15000}{47 \cdot \cos 0} = 319,1 \text{ [N]}$$

$$\sum F_{i_y} = 0; F_{My} = F_k = 319,1 \text{ [N]} \quad (3.2)$$

Výpočet síly F_w

$$\sum M_i = 0; F_k \cdot l_p \cdot \cos \alpha - F_w \cdot l_w = 0 \quad (3.3)$$

$$F_w = \frac{F_k \cdot l_p \cdot \cos \alpha}{l_w} = \frac{319,1 \cdot 70,7 \cdot \cos 0}{932} = 24,2 \text{ [N]}$$

$$\sum F_{iy} = 0; F_{cy} = F_k = 319,1 \text{ [N]} \quad (3.4)$$

$$\sum F_{ix} = 0; F_{cx} = F_w = 24,2 \text{ [N]} \quad (3.5)$$

Z konstrukčního řešení plyne, že:

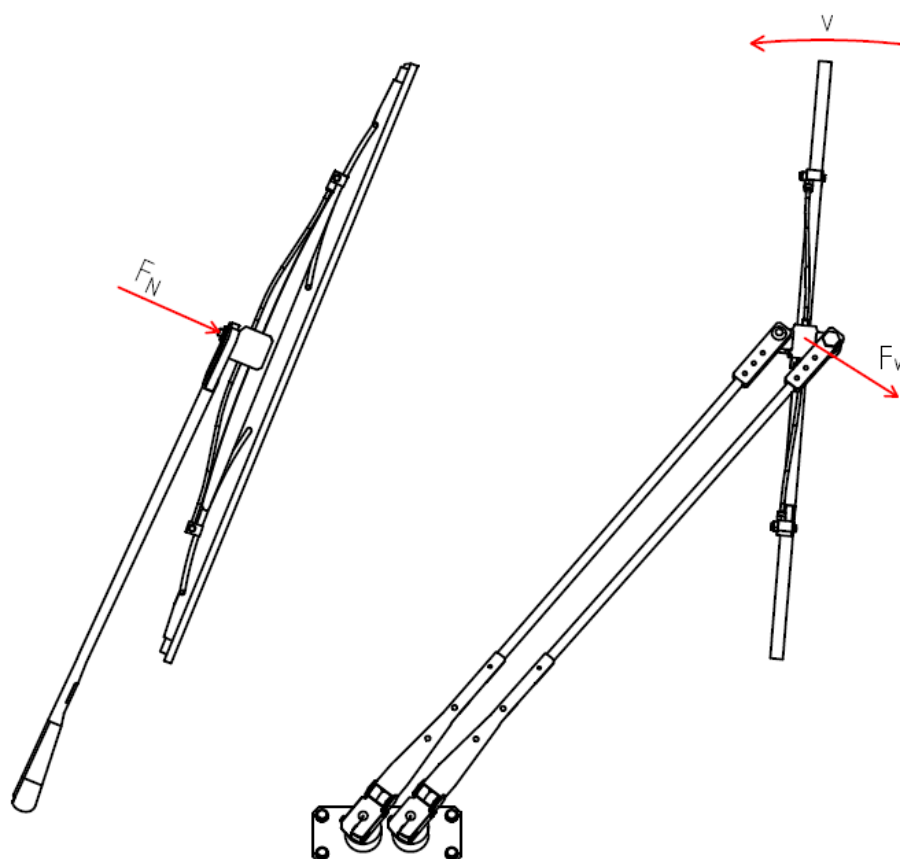
$$l_k = 47 \quad [\text{mm}]$$

$$l_p = 70,7 \quad [\text{mm}]$$

$$l_w = 932 \quad [\text{mm}]$$

Skutečná odporová síla F_{ws}

Skutečná síla, která vznikne mezi čelním oknem a břitem stěrače musí být menší než síla, kterou je použitý pohon schopen překonat. Podmínky pro odvození této síly jsou při kontaktu stěrače se suchým sklem.



Obr. 3.3 - Schéma výpočtu odporové síly F_{ws}

$$F_{ws} = F_N \cdot f_{b-s} = 17,5 \cdot 1,1 = 19,3 \text{ [N]} \quad (3.6)$$

$$F_{ws} \leq F_w \quad (3.7)$$

$$19,3 \leq 24,2$$

kde:

$$f_{b-s} \cong 1,1 \quad [-] \quad \text{koeficient tření břit - suché sklo [7]}$$

$$F_N = 17,5 \quad [\text{N}] \quad \text{síla, kterou je břit stěrače přitlačován k oknu (změřeno 1,75 kg)}$$

Při běžném provozu bude břit stěrače v kontaktu s mokrým sklem, kdy koeficient tření je přibližně 0,5 [7] a odporová síla bude tak nabývat dle rovnice (3.6) 8,8 N. Kromě toho výrobce použitého pohonu povoluje chvilkové, až dvojnásobné, přetížení, kdy je možno využít hnacího momentu až 30 N·m.

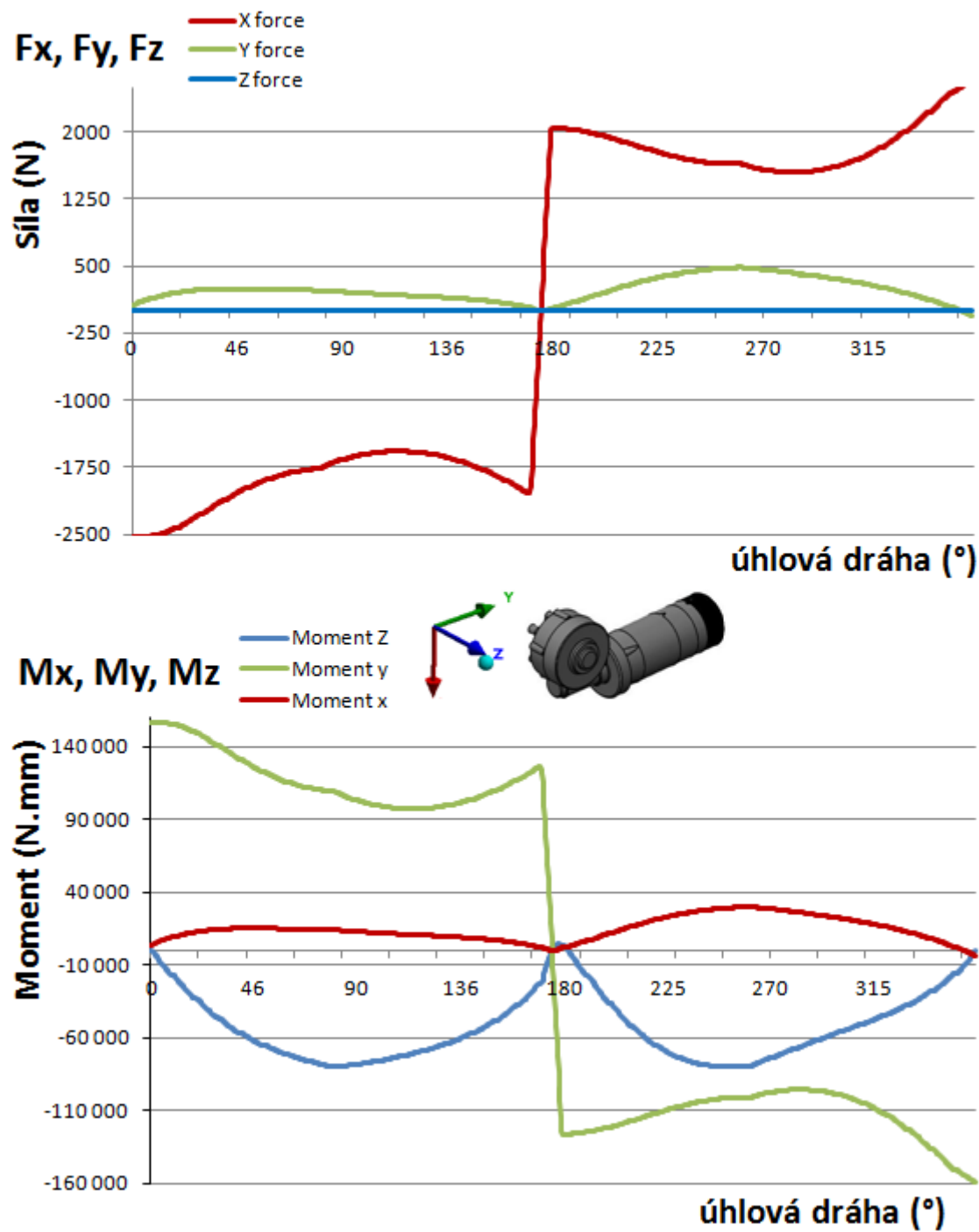
Zatížení rámu během jednoho pracovního cyklu

Výpočet jsem provedl za pomoci programu Ansys Workbench 16.0 ve výpočetním modulu "rigid dynamics", který slouží pro výpočet kinematiky a silových účinků mechanismu.

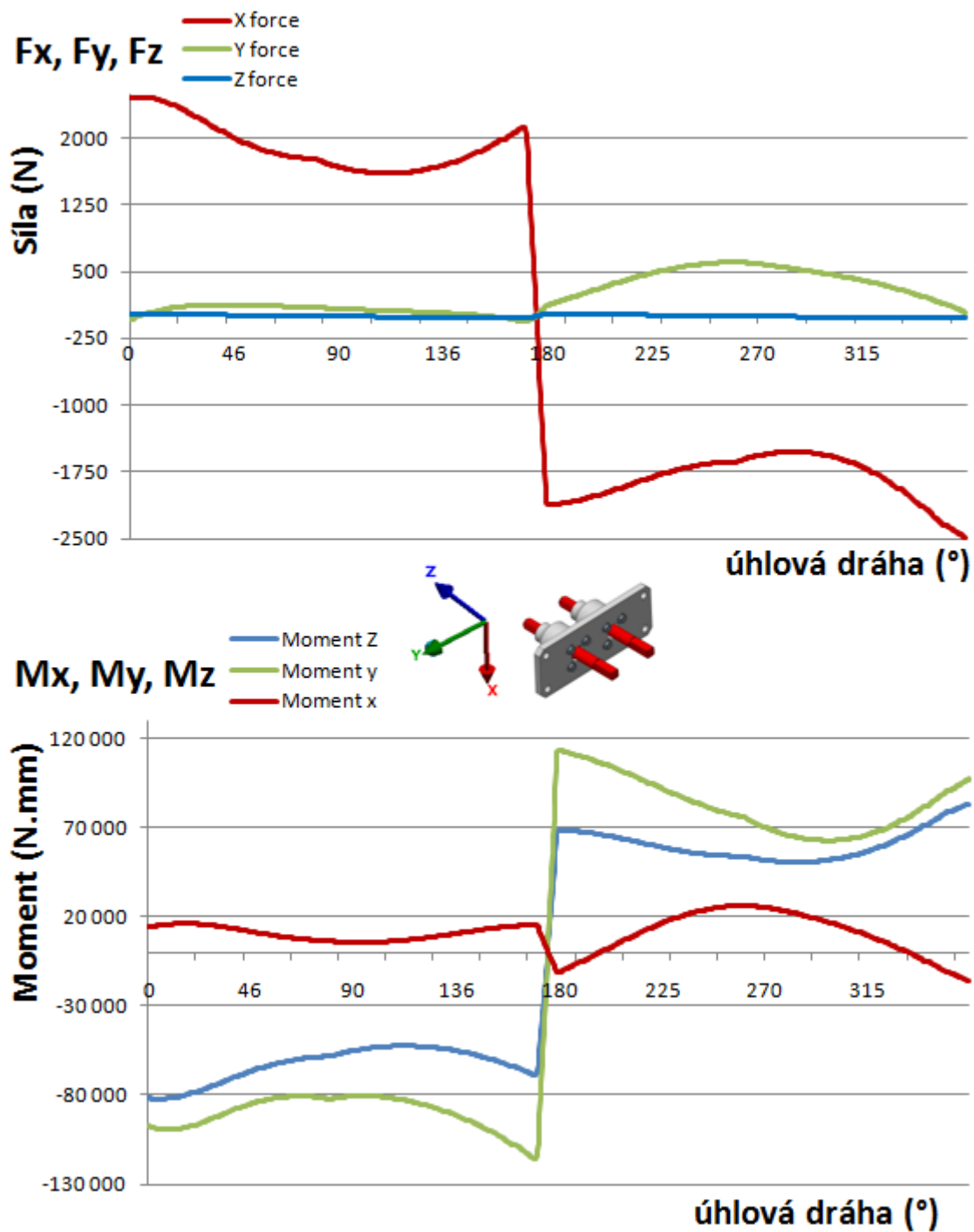
Pracovní cyklus jsem simuloval výpočtovým modelem, který se skládal ze stíracího mechanismu s pohonem a samotným stěračem. Na břit přitom působila odporová síla F_w , která měla opačný směr působení než je směr pohybu stěrače. Výsledkem simulace byl průběh zatížení působící v místě uchycení mechanismu k rámu a pohonu k desce s komponenty.

Rám je kontrolován na statické zatížení. Protože skutečné zatížení má dynamický charakter je pevnostní kontrola rámu provedena pro zatížení odpovídající přibližně pětinasobku hnacího momentu motoru (80 N·m). Takovému momentu odpovídá dle rovnice (3.1) velikost odporové síly $F_w=129$ N.

Parkovací resp. startovací poloha stěrače je na levé straně okna ve směru jízdy tramvaje. Pracovní cyklus odpovídá jedné otáčce kliky mechanismu. Na obrázcích 3.4 - 3.5 jsou zobrazeny průběhy zatížení rámu v závislosti na pootočení kliky od parkovací resp. startovací polohy.



Obr. 3.4 - Průběh zatížení v místě uchycení motoru



Obr. 3.5 - Průběh zatížení v místě uchycení stěrače

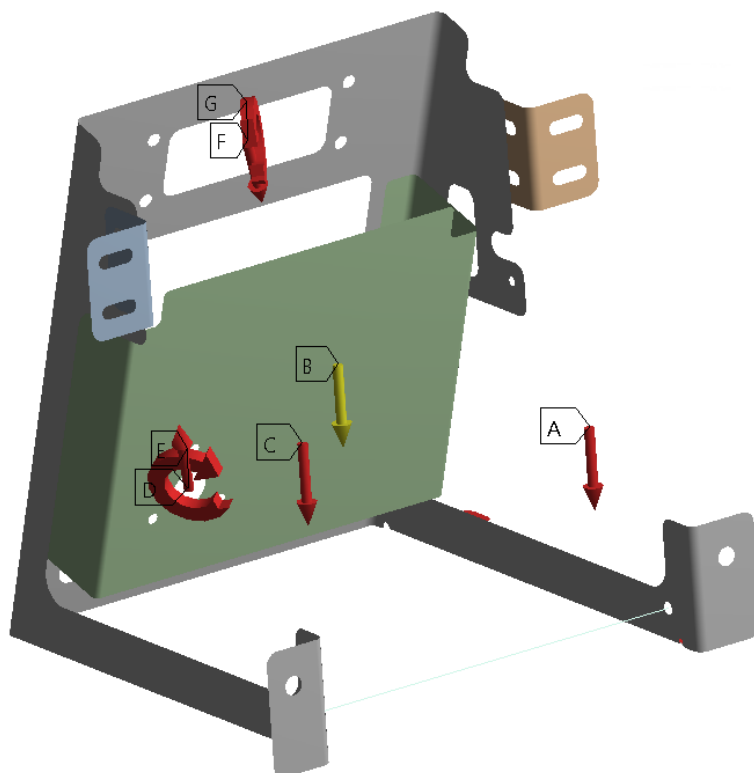
Pro pevnostní kontrolu bude použito zatížení při pootočení kliky o 285° a 110°, které ze zobrazeného průběhu vychází jako maximální.

Tab. 3.2 - Přehled zatížení pro pevnostní kontrolu (pro úhel 80° a 250°)

	Motor						Stěrač					
	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]
285 [°]	-1655	-471	0	-29,2	102	-80	1655	-594	0	-26,1	-79,6	-54,5
110 [°]	1768	226	0	-14	-109	-80	-1768	97	0	-6,3	82,2	58,3

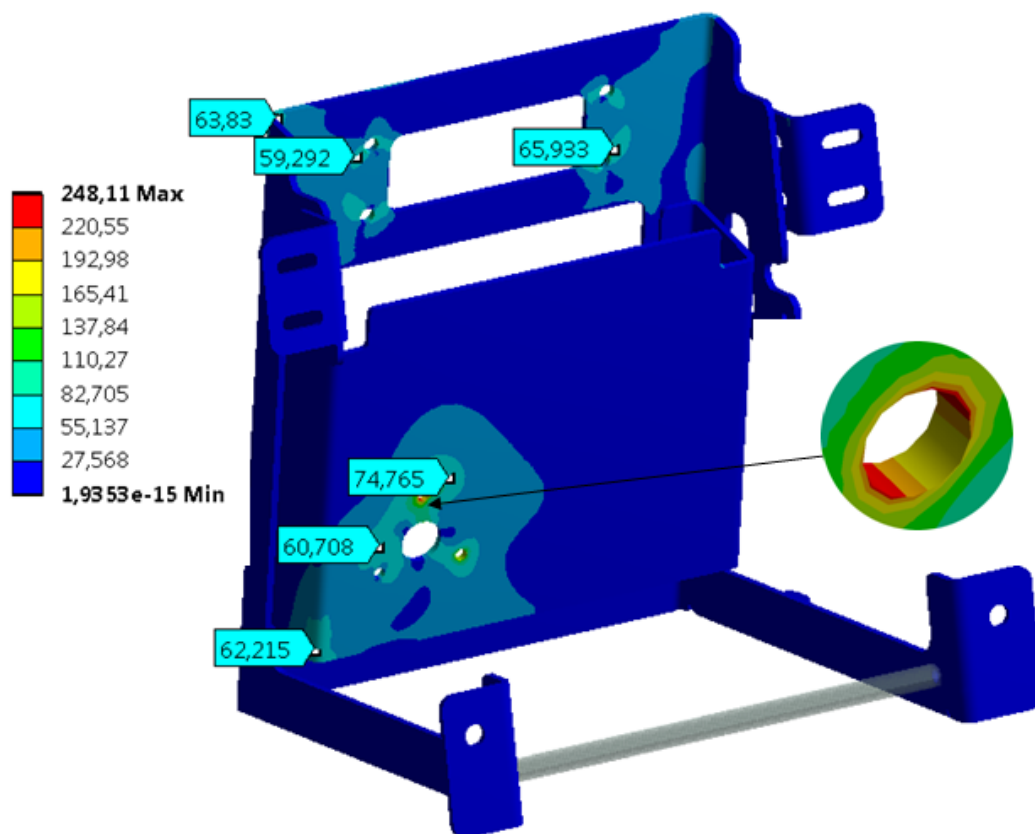
3.2 Pevnostní kontrola rámu

Z důvodu tvarové složitosti rámu jsou veškeré pevnostní výpočty provedeny za pomoci MKP analýzy v programu Ansys workbench 16.0. Samotný výpočet je řešen jako statický pro zatížení vyplývající z kapitoly 3.1.



Obr. 3.6 - Zatížení rámu

(A-tíha nádrže ostříkovače, B-tíha konstrukce, C-tíha motoru, D-výslednice momentů v místě uchycení motoru, E- výslednice sil v místě uchycení motoru, F- výslednice sil v místě uchycení stěrače, G- výslednice momentů v místě uchycení stěrače)



Obr. 3.7 - Redukované napětí rámu

Maximální napětí 249 MPa vzniká pouze okolo díry, která slouží k uchycení motoru. Obecně se dá říct, že napětí v těchto místech by nemělo být větší než je mez kluzu použitého materiálu. Po překročení meze kluzu hrozí otlačení podložky šroubového spoje s přírubou. V tomto případě je mez kluzu materiálu rámu $R_e=355$ MPa [11].

Proto pro určení statické bezpečnosti bude použito druhého maximálního napětí.

Statický koeficient bezpečnosti

$$k_{sp} = \frac{R_e}{\sigma_{MKP_p}} = \frac{355}{74,8} = 4,7 [-] \quad (3.8)$$

Stírací systém patří mezi zařízení, bez kterého vozidlo nemůže pokračovat v plném provozu, protože strojvedoucímu není zajištěn dobrý výhled například během deštivého počasí. V případě jeho poruchy by vozidlo mělo zajet do depa na případnou opravu. Tento fakt by měla zohlednit statická bezpečnost, jejíž minimální hodnota by neměla být menší než $k=1,5$.

V tomto případě lze považovat výslednou bezpečnost za dostačující. Avšak vhodnými konstrukčními úpravami ji lze snížit a zároveň tak dosáhnout nižší hmotnosti navrženého rámu.

4 Hmotnostní optimalizace rámu

Jedním z hlavních cílů práce je dosáhnout snížení hmotnosti konstrukce a to z původních 26 kg na požadovaných 22 kg. V tabulce 4.1 jsou uvedeny hmotnosti jednotlivých částí původního rámu stíracího mechanismu.

Tab. 4.1 - Hmotnosti původního řešení

	Rám stěrače	Konzola	Výztuha	Pohon	Čerpadlo	Nádrž	Stěrač	Σ
Hmotnost [kg]	7,06	5,3	0,58	5,093	0,809	4,986	3,243	27,07

Pro hmotnostní optimalizaci jsem vypracoval z celé řady dílčích řešení dvě varianty, z kterých jsem následně vybral jednu nejlépe vyhovující.

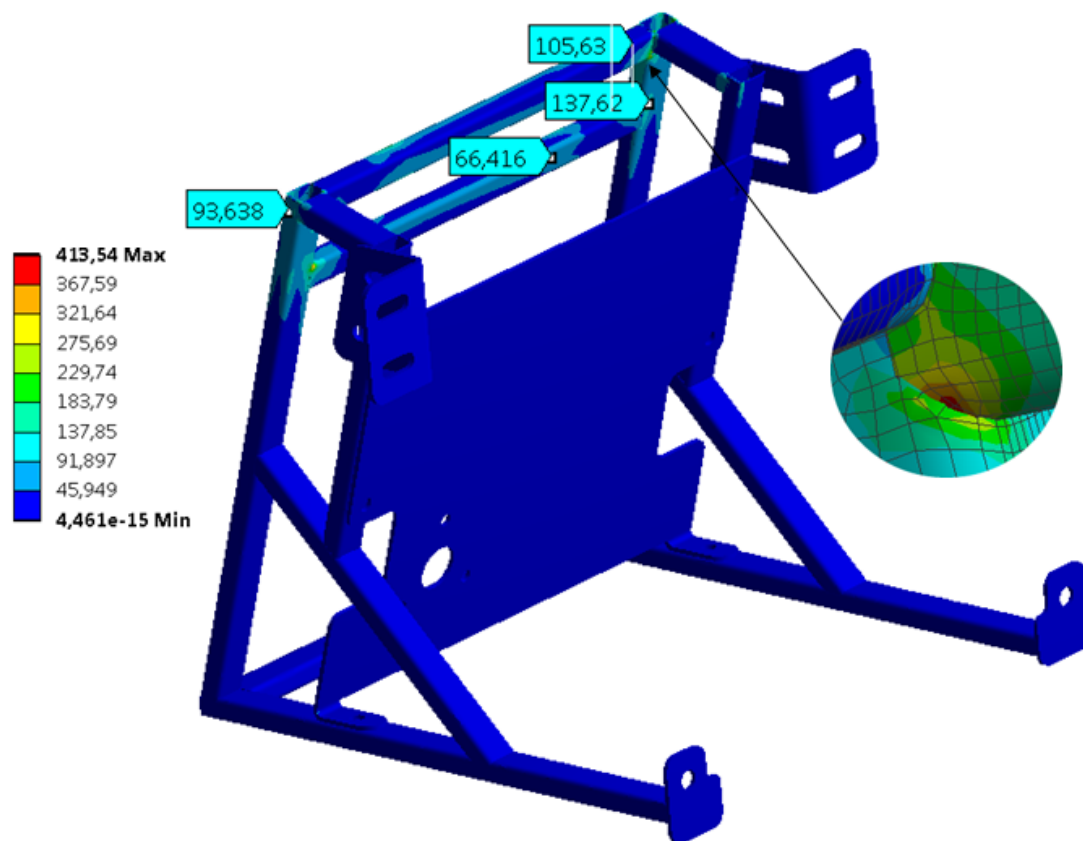
Kromě hmotnosti rámu jsou na jeho konstrukci kladeny další požadavky, které je nutno dodržet. A to zachování umístění kotvicích otvorů do hrubé stavby vozidla, s možností podélného a výškového nastavení horních šroubů, protože se jedná o řešení použité pro celou platformu Avenio.

4.1 Varianta 1

Jako první jsem navrhnul svařovanou konstrukci. V tomto případě jsem použil tenkostěnných profilů. Téměř celý rám je tvořen profily o rozměru 25x15x1,5 mm s výjimkou dvou pro uchycení ramen stěrače o rozměrech 20x15x1,5 mm. Uchycení pohonu a příslušenství je provedeno na konzole z plechu tloušťky 3 mm (viz obrázek 4.1).

Tab. 4.2 - Hmotnosti rámu varianta 1

	Rám stěrače	Konzola	Výztuha	Pohon	Čerpadlo	Nádrž	Stěrač	Σ
Hmotnost [kg]	3,7	2,3	-	5,093	0,809	4,986	3,243	20,01



Obr. 4.1 - Redukované napětí rámu varianta 1

Materiál profilů a plechu je ocel S355 s mezí kluzu $R_e=355$ [MPa] [9].

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{MKP1}} = \frac{355}{138} = 2,6 [-] \quad (4.1)$$

Maximální napětí je dle obr. 4.1 v místě, kde na sebe navazují dva profily. Ve skutečnosti toto místo bude vyplněné svarovým materiálem a nebude zde ostrý přechod, který zapříčiňuje napěťovou špičku. Pro výpočet bezpečnosti proto uvažuji druhé nejvyšší napětí.

4.2 Varianta 2

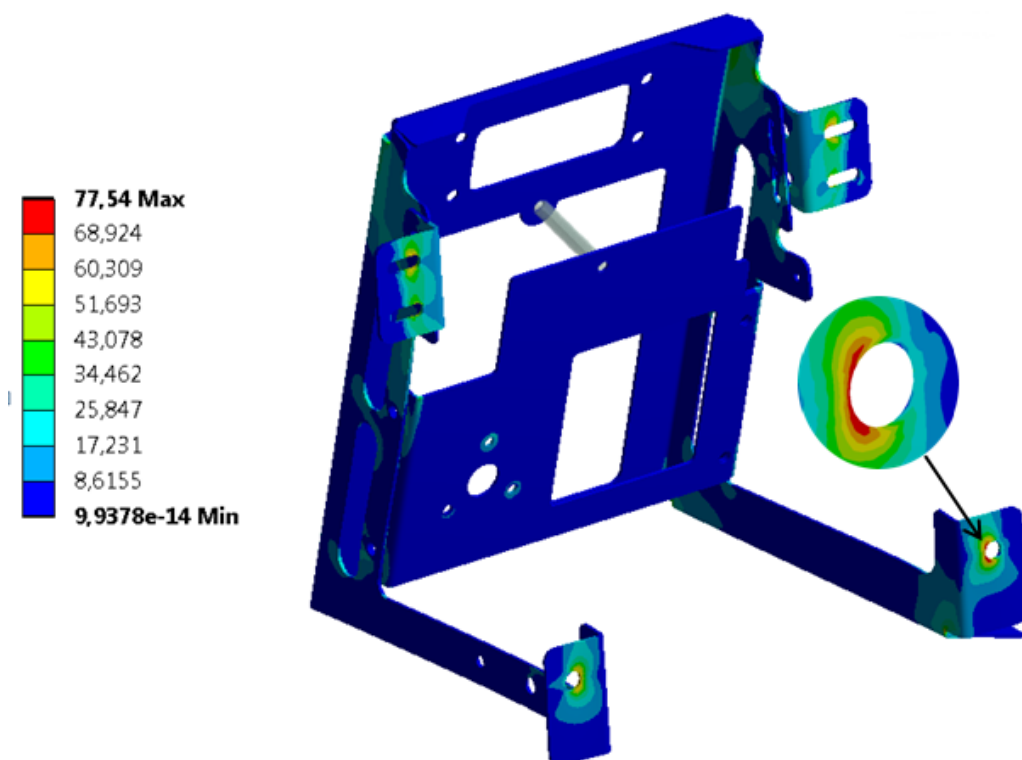
Při dalším návrhu jsem vycházel z původní konstrukce rámu. U plechové konstrukce přitom existují dva efektivní způsoby jak snižovat její hmotnost. Prvním způsobem je snižování tloušťky plechu a druhým tvarové úpravy, jako jsou například vytváření odlehčujících otvorů nebo přidávání ohybu pro zvýšení tuhosti.

Změny provedené s cílem snížení hmotnosti:

- tloušťka snížena z původních 5 [mm] na 3 [mm]
- změna uchycení desky k rámu
- odebrán nadbytečný materiál (dodatečné odlehčující otvory po stranách a na konzole)
- horní ohyb rámu a propojení desky s rámem pomocí tyče pro snížení deformací
- odstranění spodní výztužné tyče

Tab. 4.3 - Hmotnosti rámu varianta 2

	Rám stěrače	Konzola	Výztuha	Pohon	Čerpadlo	Nádrž	Stěrač	Σ
Hmotnost [kg]	5,3	1,5	0,13	5,093	0,809	4,986	3,243	21,06



Obr. 4.2 - Redukované napětí rámu varianta 2

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{MKP2}} = \frac{355}{78} = 4,5 [-] \quad (4.2)$$

4.3 Zhodnocení variant

Obě dvě varianty splňují hmotnostní kritérium. Z toho důvodu bude při výběru vhodné varianty přihlíženo k dalším faktorům.

4.3.1 Varianta 1 - zhodnocení

První varianta je vyrobena jako svařovaná konstrukce z ocelových, tenkostěnných profilů. Výhodou tohoto řešení je její robustní, tuhá konstrukce. Avšak proti tomu hraje velkou roli náročnost výroby. Značné množství svarů se negativně projeví na výrobní ceně rámu, která je bezpochyby jedním z důležitých faktorů, a způsobí deformace vlivem svařování. Je nutno si uvědomit, že na každé kolejové soupravě je pouze jedno stírací zařízení, a jde tedy o nízko sériovou výrobu.

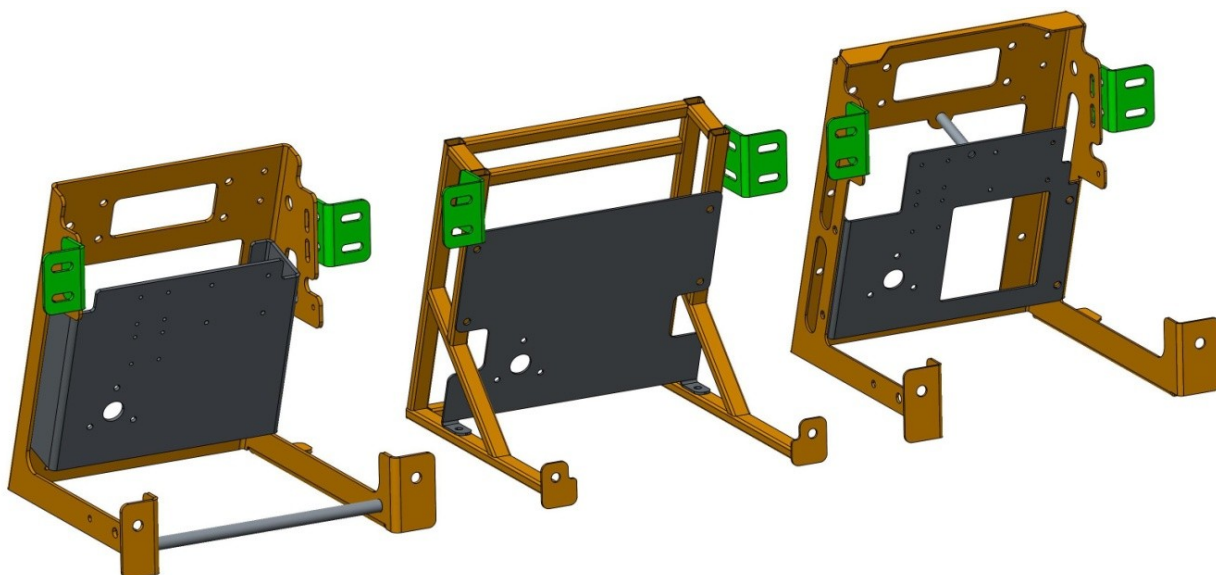
Další nevýhodou použití profilů je zvětšení zástavbového prostoru. Zvětšení závisí na průřezových rozměrech použitých profilů.

4.3.2 Varianta 2 - zhodnocení

Plechová konstrukce disponuje množstvím výhod. Jednou z nich je jednoduchá výroba a možnost dosáhnout složitějších tvarů díky polotovaru, kterým je z pravidla laserový výpalek. Od složitosti výroby se odvíjí taky její cena, která je proti svařování nižší.

Další výhodou je, že původní řešení je již vyrobeno stejným způsobem. Proto budoucí implementace změn bude jednodušší.

Z výše uvedených důvodů jsem se proto rozhodl pro variantu číslo 2.

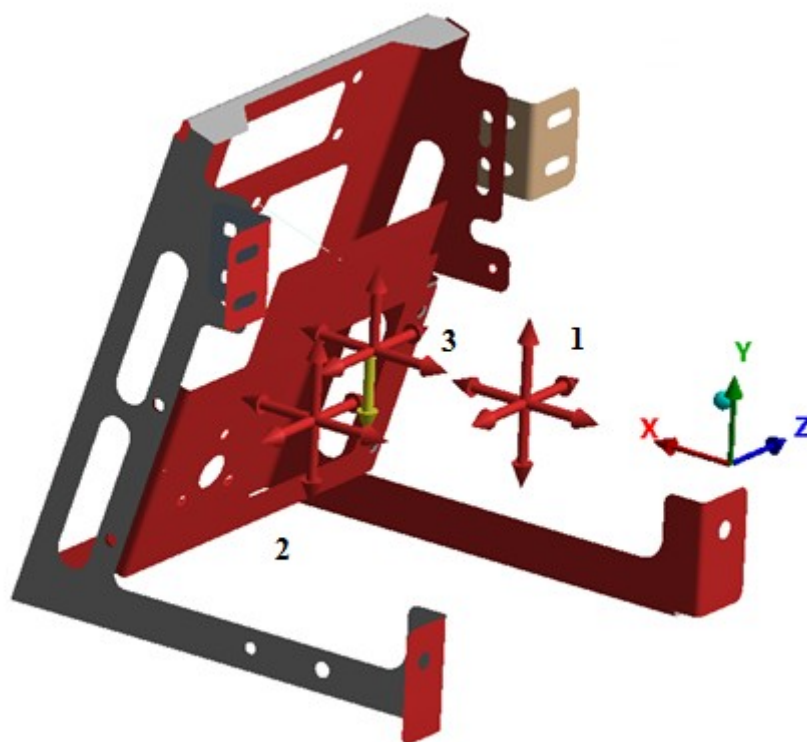


Obr. 4.3 - Porovnání variant (zleva: původní řešení, varianta 1, varianta 2)

4.4 Pevnostní kontrola na 2g přetížení

Pro vybranou variantu jsem provedl pevnostní analýzu pro přetížení $\pm 2g$ v podélném, příčném a vertikálním směru. Při výpočtu bylo přitom uvažováno přetížení od tíhy nádrže, pohonu a vlastní tíhy konstrukce. Tato podmínka je dána normou VDV 152.

Výsledky této MKP pevnostní analýzy jsou uvedeny v příloze B a statické bezpečnosti v tabulce 4.4.



Obr. 4.4 - směry působení 2g přetížení

(1- směry 2g zrychlení nádrže, 2-směry 2g zrychlení motoru, 3-směry 2g zrychlení konstrukce)

Tab. 4.4 - Statické bezpečnosti

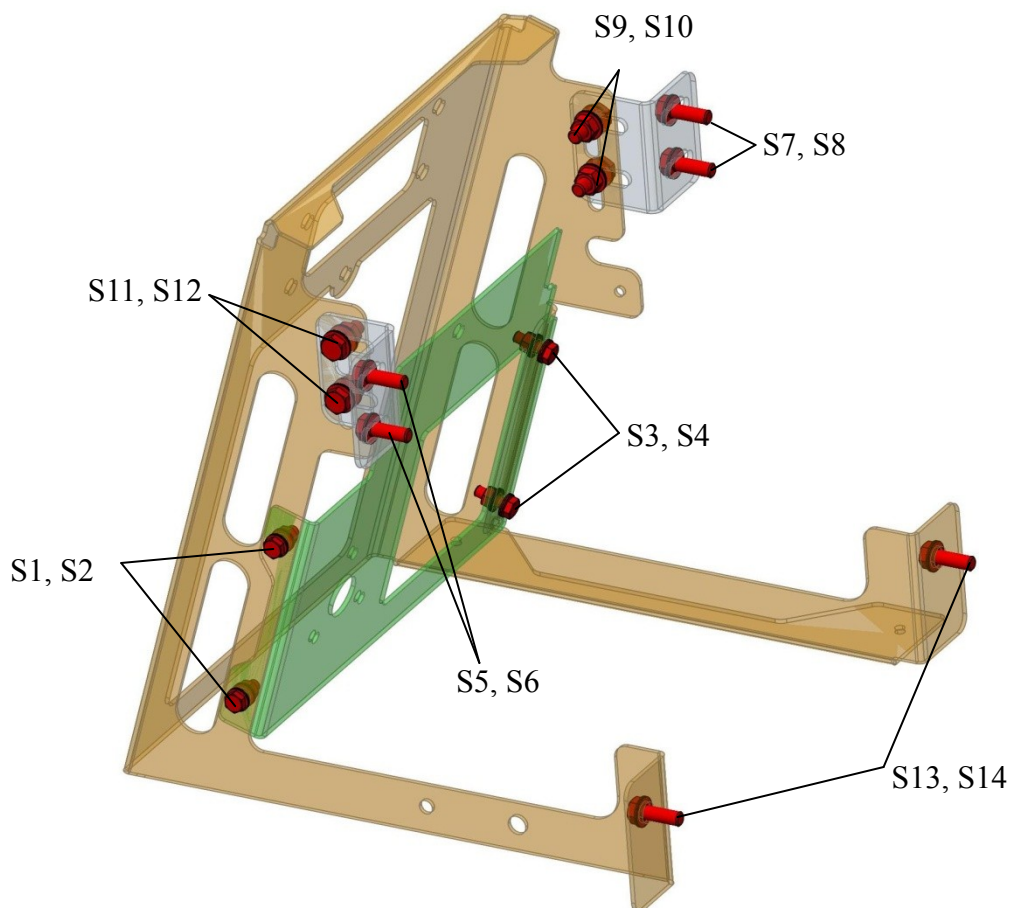
	x		y		z	
	+2g	-2g	+2g	-2g	+2g	-2g
k_{s2g}	5,9	5,3	5,6	5,6	3,4	3,4

5 Kontrola šroubového spoje

Přichycení nosné konstrukce stěrače k hrubé stavbě vozidla je pomocí nerezových šroubů ISO 4017 pevnostní třídy A4-70. Všechny šroubové spoje jsou pojištěny proti uvolnění nord-lock podložkami, kromě uchycení do hrubé stavby vozidla. Nahoře je konstrukce přichycena čtyřmi šrouby (S5, 6, 7, 8) velikosti M10 ke "crash rámu", který tvoří profil o velikosti 100x100x4 [mm] za použití nýtovacích matic. Dole je uchycení provedeno dvěma šrouby M12 do masky tramvaje (S13, 14).

Kromě kotvicích šroubů je pevnostní kontrola provedena také pro šrouby, kterými je k rámu přichycena deska s motorem.

Umístění použitých šroubu je patrné z obrázku 5.1.



Obr. 5.1 - Číslování šroubu

5.1 Pevnostní kontrola

Provozní zatížení šroubového spoje vzniká během pracovního cyklu stěrače a jeho velikost se periodicky mění. Osová provozní síla ve šroubu vzniká při rozjezdu a brzdění vozidla, kdy pro stanovení její velikosti se uvažuje přetížení 2g ve směru jízdy.

Maximální zatížení jsem určil z pevnostní MKP analýzy, která byla provedena v kapitole číslo 4 a její velikosti jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 - Zatížení šroubů

Parametry šroubu						Provozní zatížení	
Šroub	Vel.	d ₂ [mm]	d ₃ [mm]	P [mm]	α [°]	F _„ [N]	F _⊥ [N]
S1	M8	7,188	6,647	1,25	60	1	660
S2	M8					-2	966
S3	M8					-2	54
S4	M8					28	55
S5	M10	9,026	8,16	1,5	60	-50	626
S6	M10					2	689
S7	M10					29	861
S8	M10					65	941
S9	M10					-12	849
S10	M10					-9	739
S11	M10					-10	619
S12	M10					-3	650
S13	M12	10,86	9,853	1,5	60	88	35
S14	M12					128	70

Poznámka: kladná velikost provozní síly F_„ značí směr působení síly, které zapříčiňuje uvolnění přírub. Naopak záporná způsobuje stlačování přírub.

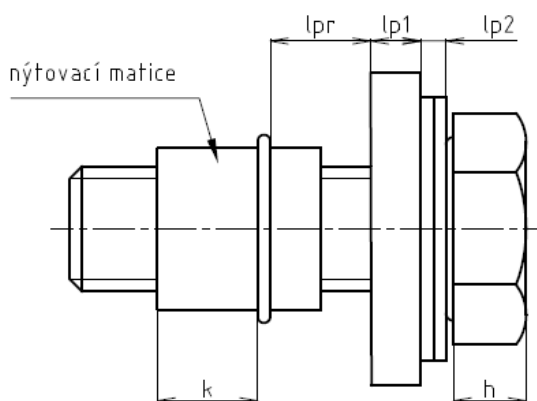
Pevnostní kontrola bude provedena pro šroub s největším provozním zatížením pro každou velikost z použitých šroubů. Dle tab. 5.1 to jsou šrouby S2, S8, S14.

Názorný postup výpočtu statické bezpečnosti a potřebného utahovacího momentu jsem provedl pro šroub S8. Pro ostatní jsem výpočet provedl za pomoci programu MS Excel 2007 a vypočtené hodnoty uvedl v tabulce 5.2.

5.1.1 Výpočet tuhostí šroubu a přírub

Tuhost je obecně odpor součástí proti deformaci. Pro složité součásti se tuhost určuje experimentálně. U jednodušších ji lze stanovit výpočtem.

Tuhost šroubu



Obr. 5.2 - Rozdělení deformované částí šroubu

Pro výpočet tuhosti šroubu platí následující vztah:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i^n \frac{l_{si}}{S_{si}} \quad (5.1)$$

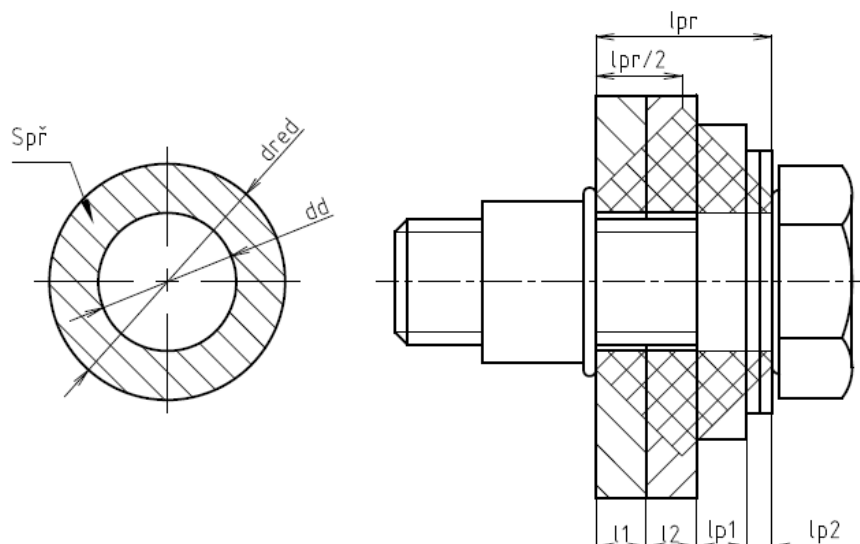
$$\begin{aligned} \frac{1}{c_s} &= \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot h}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} + \frac{l_{pr} + l_{p1} + l_{p2} + \frac{2}{3} \cdot k}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right) = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 6,4}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} + \frac{8 + 4 + 2 + \frac{2}{3} \cdot 8}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} \right) = 2,26 \cdot 10^{-6} [\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}] \end{aligned}$$

$$c_s = 487\,291 [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

kde:

$$E_s = 200\,000 \quad [\text{MPa}] \quad \text{modul pružnosti v tahu šroubu [3]}$$

Tuhost přírub



Obr. 5.3 - Rozložení tlaku v přírubě

Deformovaná část příruby je tvořena ve všech případech dvěma podložkami a dvěma přírubami, které tvoří plech nebo stěna profilu v případě crash rámu.

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{pr}}{l_{pr}} \quad (5.2)$$

Redukovaný průměr trubky

$$d_{red} = s_k + \frac{l_{pr}}{2} \cdot \tan \alpha = 17 + \frac{14}{2} \cdot \tan 45 = 24 \text{ [mm]} \quad (5.3)$$

Redukovaný deformovaný průřez

$$S_{pr} = \frac{\pi \cdot (d_{red}^2 - d_d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (24^2 - 11^2)}{4} = 357,4 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.4)$$

Tuhost příruby

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{pr}}{l_{pr}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 357,4}{14} = 5\,360\,342 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]} \quad (5.5)$$

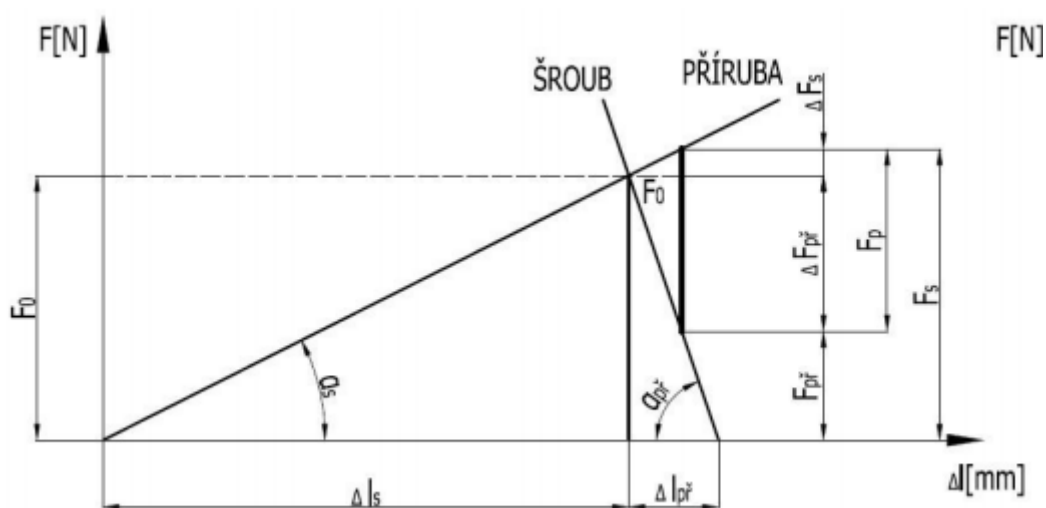
kde:

$E_{pr} = 210\,000$	[MPa]	modul pružnosti v tahu příruby [3]
$d_d = 11$	[mm]	průměr díry pro šroub
$s_k = 17$	[mm]	rozměr klíče pro utahování matice [3]

5.1.2 Výpočet sil působících na šroub

Při kontrole šroubového spoje vycházím z potřebné velikosti minimální síly v přírubě F_{pr} , která musí zajistit bezpečné přenesení kolmých provozních sil třecí vazbou mezi spojovanými součástmi.

$$F_{pr} \geq N \quad (5.6)$$



Obr. 5.4 - Diagram předepjatého spoje

Normálová složka třecí vazby

$$F_i \leq F_T \quad (5.7)$$

$$k \cdot F_i = N \cdot f_{z1}$$

$$N = \frac{k \cdot F_i}{f_{z1}} = \frac{1,1 \cdot 941}{0,2} = 5\,173 \text{ [N]}$$

Minimální síla v přírubě

$$F_{pr} \geq N \geq 5\,173 \text{ [N]}$$

Osová síla šroubu

$$F_o = F_{pr} + \Delta F_{pr} = F_{pr} + \frac{F_{pn} \cdot c_{pr}}{c_{pr} + c_s} = 5173 + \frac{65 \cdot 5360342}{487291 + 5360342} = 5\,233 \text{ [N]} \quad (5.8)$$

Maximální síla ve šroubu

$$F_s = F_o + \Delta F_s = F_o + \frac{F_{pn} \cdot c_s}{c_{pr} + c_s} = 5233 + \frac{65 \cdot 487291}{487291 + 5360342} = 5\,238 \text{ [N]} \quad (5.9)$$

Potřebný utahovací moment

$$M_u = M_M + M_z \quad (5.10)$$

$$M_u = F_o \cdot f_{z1} \cdot \frac{d_s}{2} + F_z \cdot \frac{d_2}{2} = 5233 \cdot 0,2 \cdot \frac{13,85}{2} + 3313 \cdot \frac{9,026}{2} = 29\,447 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Střední průměr stykové plochy matice a podložky

U šroubu, kde je použita nýtovací matice, počítám střední průměr stykové plochy hlavy šroubu s podložkou.

$$d_s = \frac{s_k + d_d}{2} = \frac{17 + 10,7}{2} = 13,85 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Úhel stoupání závitu a třecí úhel

$$\psi = \arcsin \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,04 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.12)$$

$$\varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13,24 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.13)$$

Třecí síla v závitu

$$F_z = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') = 5233 \cdot \tan(3,04 + 13,24) = 3\,313 \text{ [N]} \quad (5.14)$$

kde:

$f_{z1} = 0,2$ [-] součinitel smykového tření pod maticí [2]

$f_z = 0,2$ [-] součinitel smykového tření v závitu [2]

$k = 1,1$ [-] součinitel bezpečnosti třecí vazby

5.1.3 Výpočet statické bezpečnosti

Statické napětí v krutu

Napětí v krutu vzniká při montáži třením v závitu vzniklé utažením matice.

$$\tau_k = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{3313 \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}} = 140,2 \text{ [MPa]} \quad (5.15)$$

Statické napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{5238}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 100,2 \text{ [MPa]} \quad (5.16)$$

Statická bezpečnost

Materiál šroubu je nerezová ocel A4-70 s mezí kluzu $R_e=450$ [MPa] [10].

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2}} = \frac{450}{\sqrt{100,2^2 + 4 \cdot 140,2^2}} = 1,5 \text{ [-]} \quad (5.17)$$

Optimálně navržený šroub má mít výslednou bezpečnost $k_s=1,5 - 2,5$. Kotvící šroub M10 tedy vyhovuje.

Tab. 5.2 - Přehled výsledků šroubů

	S2	S8	S14
	(M8)	(M10)	(M12)
ks [-]	0,8	1,5	72,9
M_u [N·m]	27,8	29,4	1,6

Při konstrukční úpravě rámu došlo také ke změně kotvení desky k rámu. Tato změna má za následek to, že provozní síly šroubů S1 a S2, jsou teď přenášeny třecí vazbou namísto nosným průřezem šroubu namáhaným v tahu. Z toho důvodu bude zapotřebí navýšit rozměr šroubu z M8 na M10.

Naopak bezpečnost šroubů S13 a S14 vyšla značně velká. Z tohoto vyplývá možnost použití šroubů menších velikosti z ekonomických důvodů. Pro sjednocení rozměrů navrhuji šrouby velikosti M10.

Tab. 5.3 - Bezpečnosti po změně velikosti šroubů

	S2	S8	S14
	(M10)	(M10)	(M10)
ks [-]	1,5	1,5	15,4
M_u [N·m]	29,9	29,4	2,9

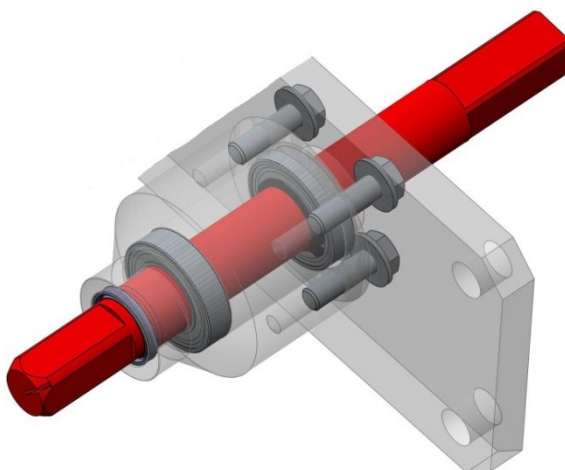
6 Pevnostní kontrola kritických částí stíracího mechanismu

Další kritické součásti celku jsou otočné části mechanismu.

6.1 Hřídel ramena stěrače

Hřídel, na kterém je uloženo rameno stěrače, je během provozu vystaven dynamickému zatížení. Kromě souměrně střídavého ohybu je čep namáhán také souměrně střídavým krutem.

Uložení hřídele je za pomoci dvou radiálních kuličkových ložisek. Jeho konce jsou opracované do čtvercového průřezu, čímž je realizován přenos krouticího momentu. Na jedné straně je hřídel spojen s ramenem stěrače a na straně druhé s hnacím mechanismem. Materiál čepu je nerezová austenitická ocel X2CrNi18-19 EN 10088-3 (1.4307).



Obr. 6.1 - Hřídel ramene stěrače

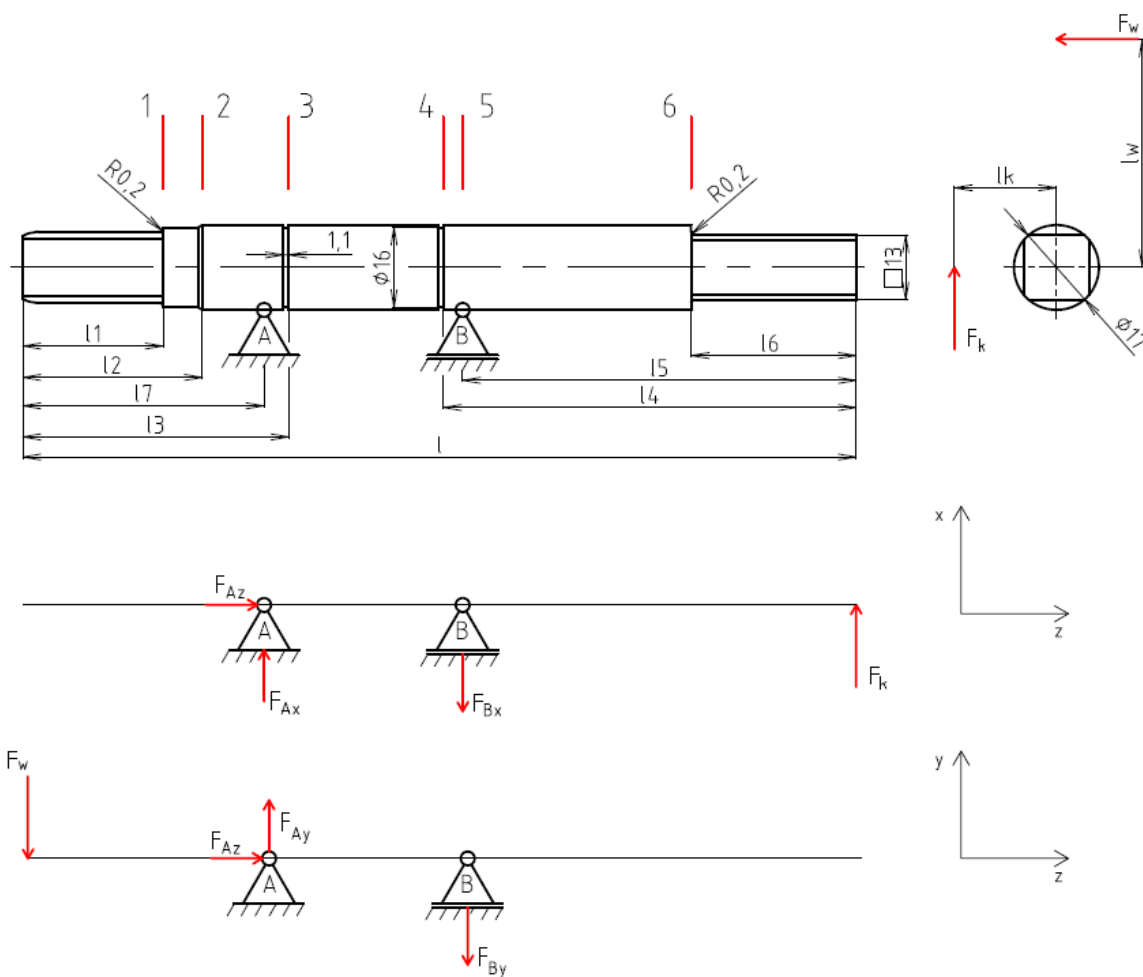
Maximální zatížení vznikne při maximálním hnacím momentu motoru $M_{Mmax}=30$ N·m, které odpovídá dvojnásobnému přetížení motoru. Dle rovnic (3.1) a (3.3) jsou hodnoty zatěžujících sil F_k a F_w následující:

$$F_k = 638 \text{ [N]}$$

$$F_w = 48 \text{ [N]}$$

6.1.1 Výpočet reakcí

Síly F_k a F_w působí na hřídel v navzájem kolmých rovinách x-z a y-z. Je tedy zapotřebí vypočítat reakce v obou těchto rovinách.



Obr. 6.2 - Kritické místa a zatížení hřídele

- 1 - 1 ostrý přechod z čtvercového průřezu na kruhový
- 2 - 2 kuželový přechod
- 3 - 3 drážka pro pojistný kroužek
- 4 - 4 drážka pro pojistný kroužek
- 5 - 5 maximální ohybový moment
- 6 - 6 ostrý přechod z čtvercového průřezu na kruhový

Reakcí v rovině x-z

$$\sum F_{ix} = 0; F_{Ax} - F_{Bx} + F_k = 0 \quad (6.1)$$

$$F_{Bx} = F_{Ax} + F_k = 638 + 1170 = 1808 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{iB} = 0; F_{Ax} \cdot (l - l_7 - l_5) - F_k \cdot l_5 = 0 \quad (6.2)$$

$$F_{Ax} = \frac{F_k \cdot l_5}{l - l_7 - l_5} = \frac{638 \cdot 71,5}{146,5 - 36 - 71,5} = 1170 \text{ [N]}$$

Reakcí v rovině y-z

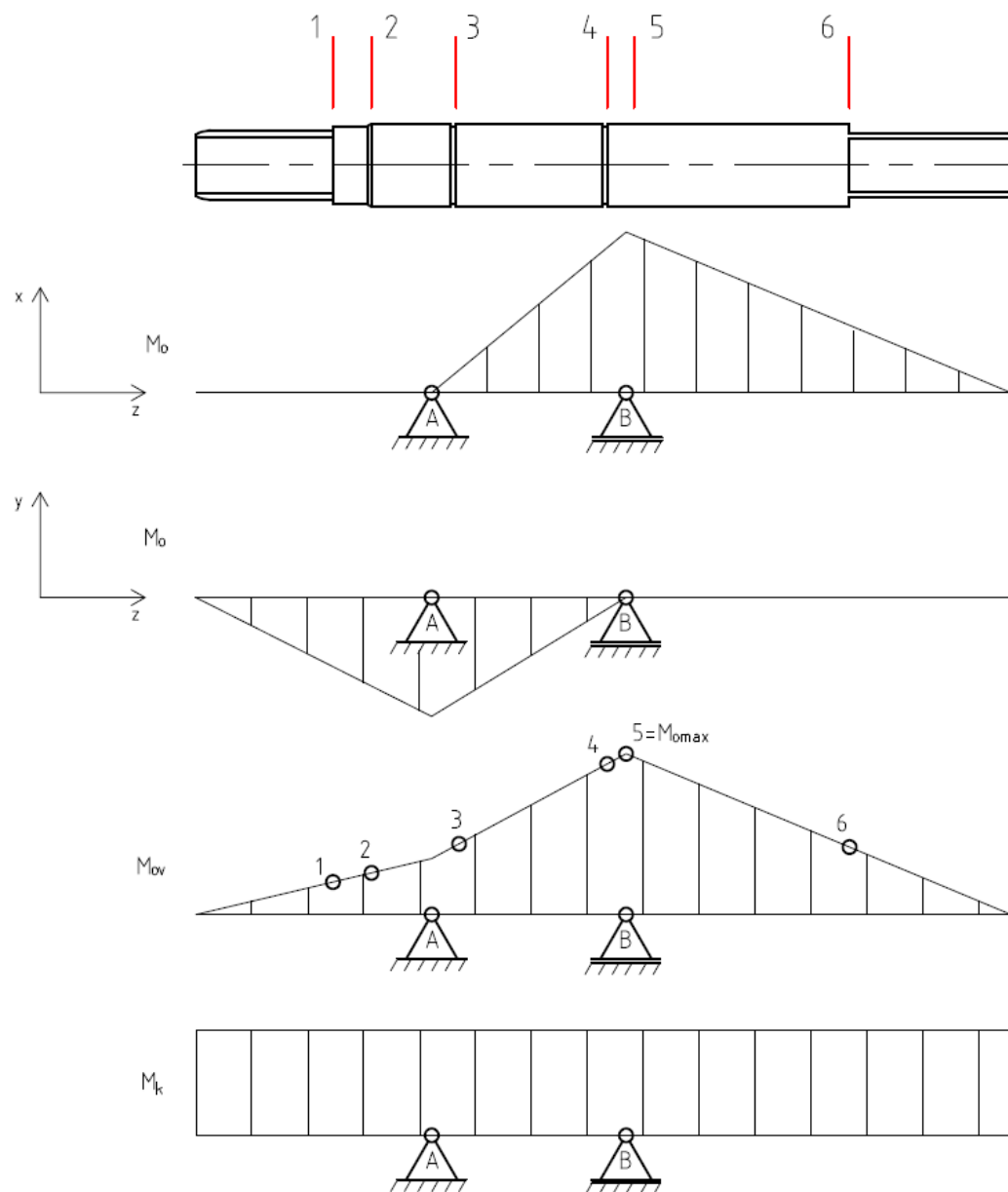
$$\sum F_{iy} = 0; F_{Ay} - F_{By} - F_w = 0 \quad (6.3)$$

$$F_{By} = F_{Ay} - F_w = 92 - 48 = 44 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{iB} = 0; F_{Ay} \cdot (l - l_7 - l_5) - F_w \cdot (l - l_5) = 0 \quad (6.4)$$

$$F_{Ay} = \frac{F_w \cdot (l - l_5)}{l - l_7 - l_5} = \frac{48 \cdot (146,5 - 71,5)}{146,5 - 36 - 71,5} = 92 \text{ [N]}$$

6.1.2 Výpočet ohybového a krouticího momentu



Obr. 6.3 - Průběh ohybového a krouticího momentu

Krouticí moment

Krouticí moment vzniká od osově síly ojnice klikového mechanismu F_k , která působí na jedné straně čepu a pohání ramena stěrače. Na straně druhé, ale opačným směrem, působí odporová síla F_w , která vzniká mezi břitem stěrače a čelním oknem na rameni l_w .

Krouticí moment je po celé délce čepu konstantní.

$$M_k = F_w \cdot l_w = 48 \cdot 932 = 44\,736 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.5)$$

Ohybový moment

Ve všech kritických místech je zapotřebí vypočítat velikost výsledného ohybového momentu, který se skládá z momentu v rovině x-z od síly F_k a y-z od síly F_w .

Rovina x - z

$$M_{oxz1} = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.6)$$

$$M_{oxz2} = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.7)$$

$$M_{oxz3} = F_{Ax} \cdot (l_3 - l_7) = 1170 \cdot (40,5 - 36) = 5\,265 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.8)$$

$$M_{oxz4} = F_{Ax} \cdot (l - l_4 - l_7) = 1170 \cdot (146,5 - 75 - 36) = 41\,535 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.9)$$

$$M_{oxz5} = F_k \cdot l_5 = 638 \cdot 71,5 = 45\,617 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.10)$$

$$M_{oxz6} = F_k \cdot l_6 = 638 \cdot 25,5 = 16\,269 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.11)$$

Rovina y - z

$$M_{oyz1} = -F_w \cdot l_1 = -48 \cdot 15,5 = -744 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.12)$$

$$M_{oyz2} = -F_w \cdot l_2 = -48 \cdot 22,5 = -1080 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.13)$$

$$M_{oyz3} = -F_{By} \cdot (l - l_3 - l_5) = -44 \cdot (146,5 - 40,5 - 71,5) = -1518 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.14)$$

$$M_{oyz4} = -F_{By} \cdot (l_4 - l_5) = -44 \cdot (76 - 71,5) = 198 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.15)$$

$$M_{oyz5} = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.16)$$

$$M_{oyz6} = 0 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.17)$$

Výsledný moment

$$M_{o1} = \sqrt{M_{oxz1}^2 + M_{oyz1}^2} = \sqrt{0^2 + 744^2} = 744 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.18)$$

$$M_{02} = \sqrt{M_{0xz2}^2 + M_{0yz2}^2} = \sqrt{0^2 + 1080^2} = 1\,080 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.19)$$

$$M_{03} = \sqrt{M_{0xz3}^2 + M_{0yz3}^2} = \sqrt{5265^2 + 1518^2} = 5\,479 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.20)$$

$$M_{04} = \sqrt{M_{0xz4}^2 + M_{0yz4}^2} = \sqrt{41535^2 + 198^2} = 41\,535 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.21)$$

$$M_{05} = \sqrt{M_{0xz5}^2 + M_{0yz5}^2} = \sqrt{45617^2 + 0^2} = 45\,617 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.22)$$

$$M_{06} = \sqrt{M_{0xz6}^2 + M_{0yz6}^2} = \sqrt{16\,269^2 + 0^2} = 16\,269 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.23)$$

6.1.3 Výpočet statické bezpečnosti

Výpočet se pro každé kritické místo opakuje. Z toho důvodu jsem veškeré výpočty provedl za pomoci programu MS Excel 2007. Názorný postup výpočtu je uveden pro kritické místo 1 - 1.

Stanovení součinitele koncentrace napětí α

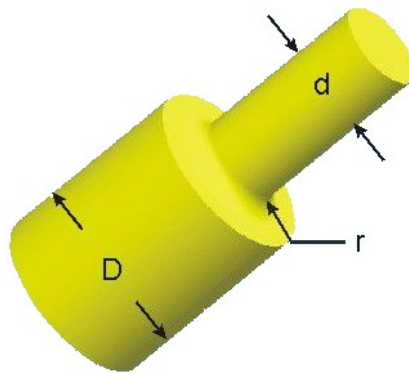
Součinitel koncentrace napětí zapříčiňuje zvýšení napěťových špiček. Jeho velikost se volí v závislosti na geometrii vrubu a způsobu namáhání. Součinitel jsem určil za pomoci webové aplikace www.efatigue.com [7], která nabízí výpočet součinitele pro různé tvary vrubu a průřezy součástí.

Průřez v kritickém místě 1 - 1 je čtvercový. Součinitel koncentrace napětí jsem určil za pomoci fiktivního průměru, kde jsem vycházel z rovnosti obsahu průřezu.

$$S_{ct} = S_{kr} \quad (6.24)$$

$$a^2 = \frac{\pi \cdot d_f^2}{4}$$

$$d_f = \sqrt{\frac{4 \cdot a^2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13^2}{\pi}} = 14,6 \text{ [mm]}$$



Obr. 6.4 - Volba součinitele koncentrace napětí [7]

Z konstrukčního řešení plyne:

$D = 16$	[mm]	velký průměr osazení
$d = d_f = 14,6$	[mm]	fiktivní malý průměr osazení
$r = 0,2$	[mm]	poloměr zaoblení vrubu

Pro ohyb:

$$\alpha_1 = 2,53 [-]$$

Pro krut:

$$\alpha_1 = 2,02 [-]$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_1 = \frac{32 \cdot 744}{\pi \cdot 14,6^3} \cdot 2,53 = 6,2 \text{ [MPa]} \quad (6.25)$$

Výpočet napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_1 = \frac{16 \cdot 44736}{\pi \cdot 14,6^3} \cdot 2,02 = 147,9 \text{ [MPa]} \quad (6.26)$$

Výpočet statické bezpečnosti

Čep je vyroben z nerezové oceli 1.4307 EN 10088-3 s mezí pevnosti $R_m=700$ [MPa] a mezí kluzu $R_e=350$ [MPa] [12].

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4 \cdot \tau_{k1}^2}} = \frac{350}{\sqrt{6,2^2 + 4 \cdot 147,9^2}} = 1,2 [-] \quad (6.27)$$

6.1.4 Výpočet dynamické bezpečnosti

Mez únavy materiálu čepu v ohybu a krutu dle [13]:

$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 700 = 301 \text{ [MPa]} \quad (6.28)$$

$$\tau_c = 0,25 \cdot R_m = 0,25 \cdot 700 = 175 \text{ [MPa]} \quad (6.29)$$

Vrubový součinitel podle Neubergera

Pro ohyb:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,53 - 1}{1 + \frac{0,41}{\sqrt{0,2}}} = 1,5 [-] \quad (6.30)$$

Pro krut:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,02 - 1}{1 + \frac{0,41}{\sqrt{0,2}}} = 1,33 [-] \quad (6.31)$$

Kde:

$$\sqrt{A} = 0,41 \quad [-] \quad \text{Neubergerova konstanta vrubové citlivosti [4 obr. 2.10]}$$

$$\rho_1 = r = 0,2 \text{ [mm]} \quad \text{poloměr zaoblení vrubu}$$

Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{co}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_1} = 301 \cdot \frac{0,96 \cdot 0,84}{1,5} = 161,6 \text{ [MPa]} \quad (6.32)$$

$$\tau_{ck}^* = \tau_c \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_1} = 175 \cdot \frac{0,96 \cdot 0,84}{1,33} = 105,8 \text{ [MPa]} \quad (6.33)$$

Kde:

$$\varepsilon_v = 0,96 \quad [-] \quad \text{součinitel velikosti součástí [4 obr. 2.11]}$$

$$\eta_p = 0,84 \quad [-] \quad \text{součinitel kvality povrchu součástí [4 obr. 2.12]}$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{ao1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{32 \cdot 744}{\pi \cdot 14,6^3} = 2,4 \text{ [MPa]} \quad (6.34)$$

$$\tau_{ak1} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{16 \cdot 44736}{\pi \cdot 14,6^3} = 73,2 \text{ [MPa]} \quad (6.35)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu a krutu

$$k_{d\sigma} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{ao1}} = \frac{161,6}{2,4} = 67,3 [-] \quad (6.36)$$

$$k_{d\tau} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{ak1}} = \frac{105,8}{73,2} = 1,4 [-] \quad (6.37)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{d1} = \frac{k_{d\sigma} \cdot k_{d\tau}}{\sqrt{k_{d\sigma}^2 + k_{d\tau}^2}} = \frac{67,3 \cdot 1,4}{\sqrt{67,3^2 + 1,4^2}} = 1,4 [-] \quad (6.38)$$

6.1.5 Přehled statických a dynamických bezpečností

Tab. 6.1 - Statické a dynamické bezpečnosti všech kritických míst

	Ohyb		Krut		ϵ_v	η_p	σ_o	τ_k	σ_c^*	τ_c^*	k_s	k_d
	α	β	α	β								
	[-]	[-]	[-]	[-]			[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[-]	[-]
1	2,53	1,50	2,02	1,33	0,96	0,84	6,2	149,2	161,6	105,8	1,2	1,4
2	1,88	1,48	1,59	1,12	0,95	0,84	5,1	89,2	161,9	125,2	2,0	2,2
3	2,41	1,81	1,71	1,14	0,95	0,84	33,6	96,0	132,9	122,6	1,8	2,1
4	2,41	1,81	1,71	1,14	0,95	0,84	249,0	96,0	132,9	122,6	1,1	1,1
5	1,00	1,00	1,00	1,00	0,95	0,84	94,6	46,8	240,2	139,7	2,6	1,9
6	2,53	1,50	2,02	1,33	0,96	0,84	134,8	149,2	161,6	105,8	1,1	1,3

V ideálním případě by se statická bezpečnost měla pohybovat v rozmezí $k_s=1,5 - 2,5$. Dynamická bezpečnost, z důvodu méně přesného výpočtu, by měla nabývat nejméně $k_d=1,8$. V případě vypočtených hodnot v kritických místech 1, 4, 6 bezpečnost nedosahuje požadovaných hodnot.

Požadované bezpečnosti můžeme dosáhnout konstrukční úpravou hřídele nebo změnou materiálu s větší hodnotou meze kluzu a pevnosti. Při dynamické kontrole se však počítá s ekvivalentním zatížením, ne s maximálním. Z tohoto důvodu jsou výsledné bezpečnosti dostačující.

V tabulce 6.2 jsou uvedeny bezpečnosti čepu odpovídající provozu stěrače při kontaktu se suchým sklem. (hnací moment motoru přibližně 15 N·m.)

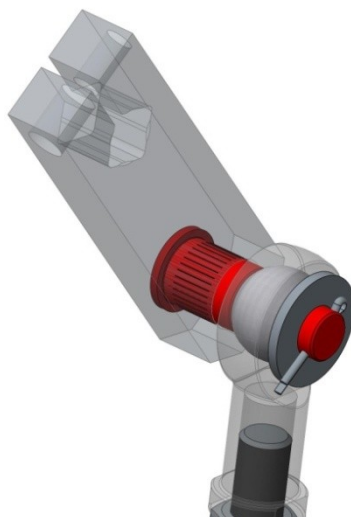
Tab. 6.2 - bezpečnost čepu při běžném provozu stěrače

	1	2	3	4	5	6
k_s [-]	2,3	3,9	3,6	2,2	5,3	2,1
k_d [-]	2,9	4,5	4,3	2,2	3,9	2,6

6.2 Čep ojnice klikového mechanismu

Na rozdíl od hřídele ramen stěrače, tento nepřenáší žádný krouticí moment. Zatížení ojničního čepu bude pouze od osově síly ojnice, která způsobuje ohybové zatížení. Toto zatížení má dynamický charakter a sice souměrně střídavý.

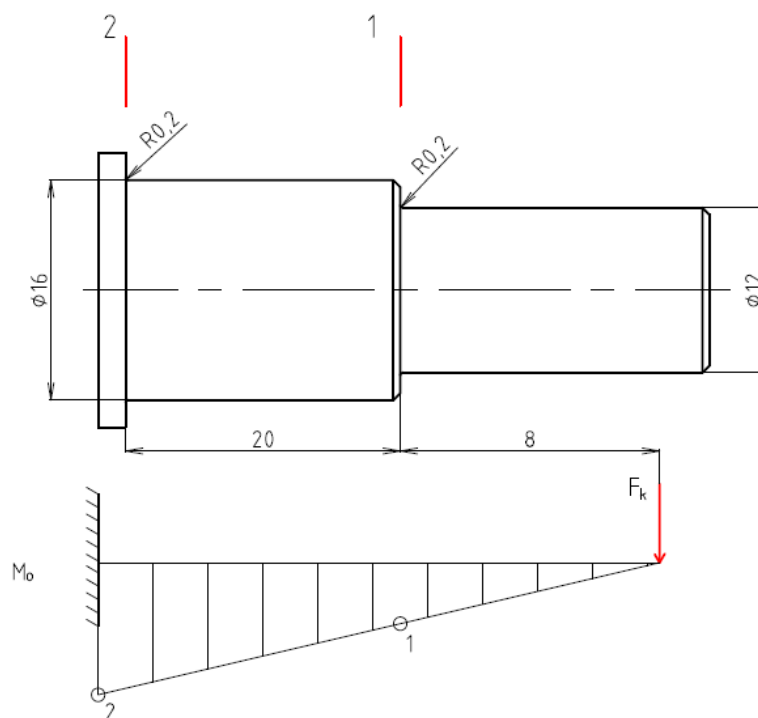
Uložení v oku ojnice je v kluzném pouzdru a nalisováním v klice.



Obr. 6.5 - Ojniční čep

Postup výpočtu bezpečnosti bude stejný jako v případě čepu ramene stěračce.

6.2.1 Výpočet průběhu ohybového momentu



Obr. 6.6 - Průběh ohybového momentu

1 - 1 osazení

2 - 2 osazení s maximálním ohybovým momentem

Ohybový moment

$$M_{o1} = F_k \cdot 8 = 638 \cdot 8 = 5\,104 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.39)$$

$$M_{o2} = F_k \cdot (8 + 20) = 638 \cdot (8 + 20) = 17\,864 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (6.40)$$

6.2.2 Výpočet statické bezpečnosti

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot 12^3} \cdot \alpha_1 = \frac{32 \cdot 5104}{\pi \cdot 12^3} \cdot 2,99 = 90 \text{ [MPa]} \quad (6.41)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_2 = \frac{32 \cdot 17864}{\pi \cdot 16^3} \cdot 3,14 = 139,5 \text{ [MPa]} \quad (6.42)$$

Kde:

$$\alpha_1 = 2,99 \quad [-] \quad \text{součinitel koncentrace napětí v ohybu [7]}$$

$$\alpha_2 = 3,14 \quad [-] \quad \text{součinitel koncentrace napětí v ohybu [7]}$$

Statická bezpečnost

Čep je vyroben z nerezové oceli 1.4307 EN 10088-3 s mezí pevnosti $R_m=700$ [MPa] a mezí kluzu $R_e=350$ [MPa] [12].

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{o1}} = \frac{350}{90} = 3,9 [-] \quad (6.43)$$

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{o2}} = \frac{350}{139,5} = 2,5 [-] \quad (6.44)$$

6.2.3 Výpočet dynamické bezpečnosti

Vrubový součinitel podle Neubera

Pro ohyb:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,99 - 1}{1 + \frac{0,41}{\sqrt{0,2}}} = 2 \quad [-] \quad (6.45)$$

$$\beta_2 = 1 + \frac{\alpha_2 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_2}}} = 1 + \frac{3,14 - 1}{1 + \frac{0,41}{\sqrt{0,2}}} = 2,1 \quad [-] \quad (6.46)$$

Kde:

$$\sqrt{A} = 0,41 \quad [-] \quad \text{Neuberova konstanta vrubové citlivosti [4 obr. 2.10]}$$

Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{c1}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{v1} \cdot \eta_p}{\beta_1} = 301 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,84}{2} = 114,3 \text{ [MPa]} \quad (6.47)$$

$$\sigma_{c2}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{v2} \cdot \eta_p}{\beta_2} = 301 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,84}{2,1} = 106 \text{ [MPa]} \quad (6.48)$$

Kde:

ε_v součinitel velikosti součástí [4 obr. 2.11]

η_p součinitel kvality povrchu součástí [4 obr. 2.12]

Amplituda napětí

$$\sigma_{ao1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot 12^3} = \frac{32 \cdot 5104}{\pi \cdot 12^3} = 30 \text{ [MPa]} \quad (6.49)$$

$$\sigma_{ao2} = \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot 16^3} = \frac{32 \cdot 17864}{\pi \cdot 16^3} = 44,4 \text{ [MPa]} \quad (6.50)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{d1} = \frac{\sigma_{c1}^*}{\sigma_{ao1}} = \frac{114,3}{30} = 3,8 [-] \quad (6.51)$$

$$k_{d2} = \frac{\sigma_{c2}^*}{\sigma_{ao2}} = \frac{106,6}{44,4} = 2,4 [-] \quad (6.52)$$

Obě kritická místa mají jak statické, tak dynamické bezpečnosti větší než jsou minimální hodnoty. Ojniční čep tedy vyhovuje.

7 Závěr

Dle zadání práce jsem provedl pevnostní optimalizaci rámu pro uložení stěrače tramvaje, kde cílem bylo snížení jeho hmotnosti z původních 26 kg na 22 kg. Dále jsem provedl pevnostní kontrolu všech kritických částí stíracího systému, kterými jsou hřídel a čep klikového mechanismu a šroubové spojení rámu s hrubou stavbou vozidla. Při pevnostní kontrole všech částí byly přitom uvažovány zatěžující stavy vyplývající z provozu stěrače při kontaktu se suchým sklem a přetížení $\pm 2g$ ve všech směrech.

Pro snížení požadované hmotnosti byly navrženy dvě řešení, svařovaná a plechová ohýbaná konstrukce. Vybráno bylo řešení z ohýbaného plechu z důvodu jednoduchosti výroby. Výsledná hmotnost konstrukce je 21,06 kg.

Na základě pevnostní kontroly šroubů došlo ke změně velikosti použitých spojovacích součástí. Konkrétně se jedná o spodní kotevní šrouby (M12 \rightarrow M10) a šrouby připevnění desky k rámu (M8 \rightarrow M10).

Hřídel a čep klikového mechanismu byli pevnostně zkontrolovány na dynamické provozní zatížení. Vypočtené bezpečnosti byly větší než minimální a z toho důvodu nebylo zapotřebí následných konstrukčních úprav.

Navržené řešení splňuje všechny požadavky dané zadáním diplomové práce.

8 Seznam použité literatury

1. BOLEK, Alfréd; Josef KOCHMAN. *Částí strojů*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
2. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8
3. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
4. MORAVEC, Vladimír; Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
5. NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
6. Automobilový stírací mechanismus. *What-when-how*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://what-when-how.com/automobile/windscreen-wipers-and-washers-automobile/>
7. E fatigue. *Efatigue*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: www.efatigue.com
8. Hřebenový stírací mechanismus. *AM Equipment*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.amequipment.com/rail/>
9. Koeficient tření. *Science direct*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X13002740>
10. Mechanické vlastnosti nerezových šroubů. *Anixter*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.anixter.com/content/dam/Anixter/White%20Papers/12F0011X0-Stainless-Steel-Fastener-Mechanical-Properties.pdf>
11. Mechanické vlastnosti oceli S355. *Steelss*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.steelss.com/Carbon-steel/s355mc.html>
12. Mechanické vlastností nerez oceli 1.4307. *Lucefin*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/1.4305a30365.pdf
13. Mez únavy materiálu. *E-konstrukter*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>

14. Stírací mechanismus. *What-when-how*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z:
<http://what-when-how.com/automobile/windscreen-wipers-and-washers-automobile/>
15. Výrobce vlakových stěračů. *Knorr-bremse*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z:
<http://www.knorr-bremse.co.in/en/railvehicles/products/windscreenwipers/wwws.jsp>
16. Clean wiew screen. *Wikipedie*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z:
https://en.wikipedia.org/wiki/Clear_view_screen
17. Geometrie stěračů. *Wikipedie*. [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z:
https://en.wikipedia.org/wiki/Windscreen_wiper

Seznam příloh

Příloha A – Výkresová dokumentace

Příloha A obsahuje následující výkresy:

- DP-000
- DP-001
- DP-001.01
- DP-001.02.01
- DP-00.03
- DP-001.03.01

Příloha B – MKP výsledky pevnostní analýzy na $\pm 2g$ přetížení rámu

Příloha B obsahuje následující obrázky:

- Obr. B1 - Přetížení ve směru osy z
- Obr. B2 - Přetížení ve směru osy y
- Obr. B3 - Přetížení ve směru osy x